

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Standardizace a návrh vodících válců v papírenském stroji

Standardization and design of the guide rollers in the paper machine

Student: Bc. Radek Zlámalík

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Ostrava 2015

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Radek Zlámalík**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**  
Specializace: **70 Zemní, těžební a stavební stroje**  
Téma: **Standardizace a návrh vodících válců v papírenském stroji**  
**Standardization and Design of the Guide Rollers in the Paper Machine**

### Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce zpracujte stručnou rešerši dané problematiky. Dále vypracujte standard pro návrh vodících válců pro různé pracovní podmínky papírenského stroje. Vodicí válce vedou síto nebo plstěnc v papírenském stroji a tvoří jednu z hlavních částí papírenského stroje. Součástí válce je i jeho valivé uložení. Proveďte potřebné pevnostní a případně kinematické výpočty. Navržený standard vodících válců podložte technickou dokumentací v požadovaném rozsahu. Bližší specifikace provozních podmínek a dalších parametrů určí zadavatel – Papcel a.s.

### Seznam doporučené odborné literatury:

JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.  
FRIES, J. *Pásové dopravníky, bubny a jejich výpočet*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009, 189 s. ISBN 978-80-248-2080-4.

BOLEK, A. a kol. *Části strojů*. Praha: SNTL Praha, 1990.

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36s.

ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: ČNI, srpen 1996. 32s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry

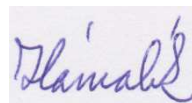


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### **Prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 18.4.2015

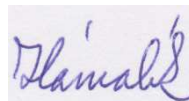


.....  
Podpis studenta

## Prohlašuji, že

- Jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 18.4.2015



.....

Bc. Radek Zlámalík

Hliníky 418

Senice na Hané 783 45

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ZLÁMALÍK, R. *Standardizace a návrh vodících válců v papírenském stroji*: Diplomová práce. Ostrava: VŠB- Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2015, 74 stran. Vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

V diplomové práci se zabývám návrhem a standardizací vodících válců v sítové části papírenského stroje. V první části diplomové práce jsem provedl seznámení s danou problematikou a vypracoval rešerši na téma Vodící válce v papírenském stroji. Dále jsem provedl výpočetní návrh různých variant vodících válců. V závislosti na výpočtovém návrhu jsem provedl konstrukční návrh vodícího válce a jeho uložení. V poslední části práce jsem provedl MKP analýzu navrženého válce. V příloze diplomové práce je zpracovaná veškerá výkresová dokumentace dle zadavatele.

## ANNOTATION OF THE MASTER THESIS

ZLÁMALÍK, R. *standardizarion and design of the guide rollers in the paper machine*: Master thesis. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2015, 74 p. Supervisor: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

I am proposing you my thesis of my Master thesis. My thesis are solving problem of designing and standardizing a guide rollers in sieve part of a paper machine. First part of my master work is introduction and solution of my thesis. I have also done estimation of various types of the guide rollers. Moving on from estimation results I have done con structural design of the guide roller and its deposition. At the end of my master work I did MKP analysis of designed roller. Attached you can find all the drawings as were required.

# Obsah

<b>1</b>	<b>Úvod</b>	<b>11</b>
<b>2</b>	<b>Rešerše dané problematiky</b>	<b>12</b>
2.1	Vodící válce	12
2.1.1	Provedení vodících válců	13
2.1.2	Uložení vodících válců	14
2.1.3	Systém mazání	15
2.2	Druhy vodících válců a materiálové provedení	15
2.2.1	Vodící válce síťové části	15
2.2.2	Vodící válce v lisové části	17
2.2.3	Vodící válce sušící části	18
2.2.4	Vodící válce papíru	19
<b>3</b>	<b>Návrh vodícího válce a jeho uložení</b>	<b>21</b>
3.1	Základní pravidla pro volbu, konstrukci a instalaci vodících válců	21
3.2	Návrh vodícího válce	23
3.2.1	Návrh pláště	23
3.2.2	Návrh čepu	24
3.2.3	Návrh čela	25
3.2.4	Návrh uložení	26
<b>4</b>	<b>Výpočty</b>	<b>27</b>
4.1	Výpočtový návrh vodícího válce	27
4.2	Pevnostní výpočet pláště vodícího válce	33
4.3	Statická kontrola navržených čepů	36
4.3.1	Příklad výpočtu pro kritické místo v bodě 3	37
4.4	Únavová kontrola namáhaného čepu	43
4.5	Kontrola navržených ložisek	47
4.5.1	Trvanlivost dle SKF	49

4.6	Pevnostní kontrola lisovaného spoje	51
4.6.1	Kontrola nalisovaného spoje čelo - čep	51
4.6.2	Kontrola nalisovaného spoje čelo - trubka	54
4.7	Výstup výpočtové zprávy	56
<b>5</b>	<b>Pevnostní analýza válce pomocí MKP</b>	<b>57</b>
5.1	Okrajové podmínky	59
5.1.1	Vazby	59
5.1.2	Zatížení	60
5.1.3	Dotyky	62
5.1.4	Tvorba sítě	62
5.2	Výsledky	63
<b>6</b>	<b>Závěr</b>	<b>70</b>
<b>7</b>	<b>Seznam použité literatury</b>	<b>73</b>
<b>8</b>	<b>Seznam výkresové dokumentace</b>	<b>74</b>

## Seznam použitých značek a symbolů

$F_t$	Tah v sítu	[kN/m]
$l$	Rozteč uložení	[m]
$m$	Délka pláště	[m]
$D_a$	Vnější průměr válce	[m]
$D_k$	Vnější Průměr jádra	[m]
$D_i$	Vnitřní průměr válce	[m]
$\alpha$	Úhel opásání	[°]
$Y_s$	Měrná hustota oceli	[N/cm <sup>3</sup> ]
$Y_b$	Měrná hustota pryže	[N/cm <sup>3</sup> ]
$E$	Modul pružnosti oceli	[N/mm <sup>2</sup> ]
$q$	Spojité zatížení působící na válci	[N]
$F_F$	Síla působící ve středu vodícího válce	[mm]
$F_K$	Síla od hmotnosti válce	[N]
$F_b$	Síla od hmotnosti pryže	[N]
$F$	Celková síla působící ve středu vodícího válce	[N]
$I$	Moment setrvačnosti	[m <sup>4</sup> ]
$f_k$	Průhyb válce bez zatížení	[mm]
$f_F$	Průhyb válce se zatížením	[mm]
$f_d$	Dovolený průhyb válce	[mm]
$n_k$	Kritické otáčky válce bez zatížení	[min <sup>-1</sup> ]
$v_k$	Kritická rychlost na obvodu válce bez zatížení	[m/min]
$n_{kF}$	Kritické otáčky válce při zatížení	[min <sup>-1</sup> ]
$v_{kF}$	Kritická rychlost na obvodu válce při zatížení	[m/min]
$v_{max}$	Maximální rychlost na obvodu válce bez zatížení	[m/min]
$v_{max F}$	Maximální rychlost na obvodu při zatížení	[m/min]
$Re$	Materiálová mez kluzu v tahu	[MPa]
$R_A$	Reakční síla v bodě A	[N]
$R_B$	Reakční síla v bodě B	[N]



$M_{Omax}$	Maximální ohybový moment	[N·m]
$W_O$	Průřezový modul v ohybu	[m <sup>4</sup> ]
$\sigma_{Omax}$	Maximální ohybové napětí	[MPa]
$k_{O1}$	Bezpečnost v ohybu v místě maximálního ohyb. momentu	[-]
$R_m$	Materiálová mez pevnosti v tahu	[MPa]
$L$	Vzdálenost od osy ložiska	[mm]
$M_O$	Ohybový moment	[N·m]
$S$	Kritický průřez	[mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_O$	Ohybové napětí	[MPa]
$\tau_S$	Napětí od smykové síly	[MPa]
$W_k$	Průřezový modul v krutu	[mm <sup>3</sup> ]
$\tau_k$	Napětí v krutu	[MPa]
$\sigma_{red}$	Redukované napětí	[MPa]
$k_s$	Statická bezpečnost	[-]
$k_D$	Dovolená bezpečnost	[-]
$\beta$	Součinitel vrubu podle Heywooda	[-]
$a'$	Konstanta gradientu napětí	[-]
$F_0$	Obvodová síla	[N]
$F_0$	Obvodová síla	[N]
$\sigma_c$	Přibližná mez únavy	[MPa]
$\sigma_{co}^*$	Únavová mez pevnosti v kritickém místě	[MPa]
$\eta_\sigma$	Dynamická bezpečnost v ohybu	[-]
$F_a$	Axiální síla působící na ložisko	[N]
$F_r$	Radiální síla pod ložiskem	[N]
$L_{min}$	Požadovaná životnost ložiska	[hodin]
$C$	Dynamická únosnost ložiska	[N]
$P$	Radiální dynamické ekvivalentní zatížení	[N]
$L_{10}$	Základní trvanlivost ložiska v mil. otáčkách	[10 <sup>6</sup> ot.]
$n$	Otáčky ložiska	[min <sup>-1</sup> ]
$\omega$	Úhlová rychlost	[rad·s <sup>-1</sup> ]
$L_{10h}$	Základní trvanlivost v hodinách	[hodin]

$a_1$	Součinitel spolehlivosti	[-]
$a_{skf}$	Součinitel teorie trvanlivosti podle SKF	[-]
$\kappa$	Viskózní poměr	[-]
$P_u$	Mezní únavové zatížení ložiska	[N]
$L_{1m}$	Trvanlivost dle SKF v mil. otáčkách	[ $10^6$ ot.]
$L_{1mh}$	Trvanlivost dle SKF v hodinách	[hodin]
$M_p$	Požadovaný svěrný moment	[N·mm]
$p$	Potřebný tlak	[MPa]
$C$	Konstanta tlakového spojení	[-]
$p_{max}$	Maximální tlak v nalisovaném spoji	[MPa]
$p_{min}$	Minimální tlak v nalisovaném spoji	[MPa]
$m$	hmotnost	[kg]
$S$	Plocha	[mm <sup>2</sup> ]
$V$	Objem	[mm <sup>3</sup> ]
$\rho$	Hustota	[g/cm <sup>3</sup> ]
$m_x$	Měrná hmotnost $m_x$	[g/cm <sup>3</sup> ]
$\Upsilon$	Youngův modul	[GPa]
$P_k$	Poissonova konstanta	[-]
$u$	Koeficient roztažnosti	[c <sup>-1</sup> ]
$T_v$	Tepelná vodivost	[W/m·K]
$\sigma_{Von Mises}$	Maximální napětí Von Mises	[MPa]
$k_s$ Von Mises	Součinitel bezpečnosti Von Mises	[-]
$x_L$	Průhyb čepu pod ložiskem	[mm]

# 1 Úvod

Papírenský průmysl nás v běžném životě obklopuje každý den. Jedním z předních českých dodavatelů papírenských strojů je firma PAPCEL a.s., která sídlí v Litovli. Společnost vyrábí a dodává stroje a zařízení pro kompletní linky papírenských strojů a připraven látky.

Papírenská linka pro výrobu papíru je složena z mnoha různých válců (sací, lisové, sušící apod.), které plní svoji technologickou funkci při výrobě papíru. V rámci diplomové práce se zabývám nejpočetnější skupinou těchto válců a to jsou vodící válce.

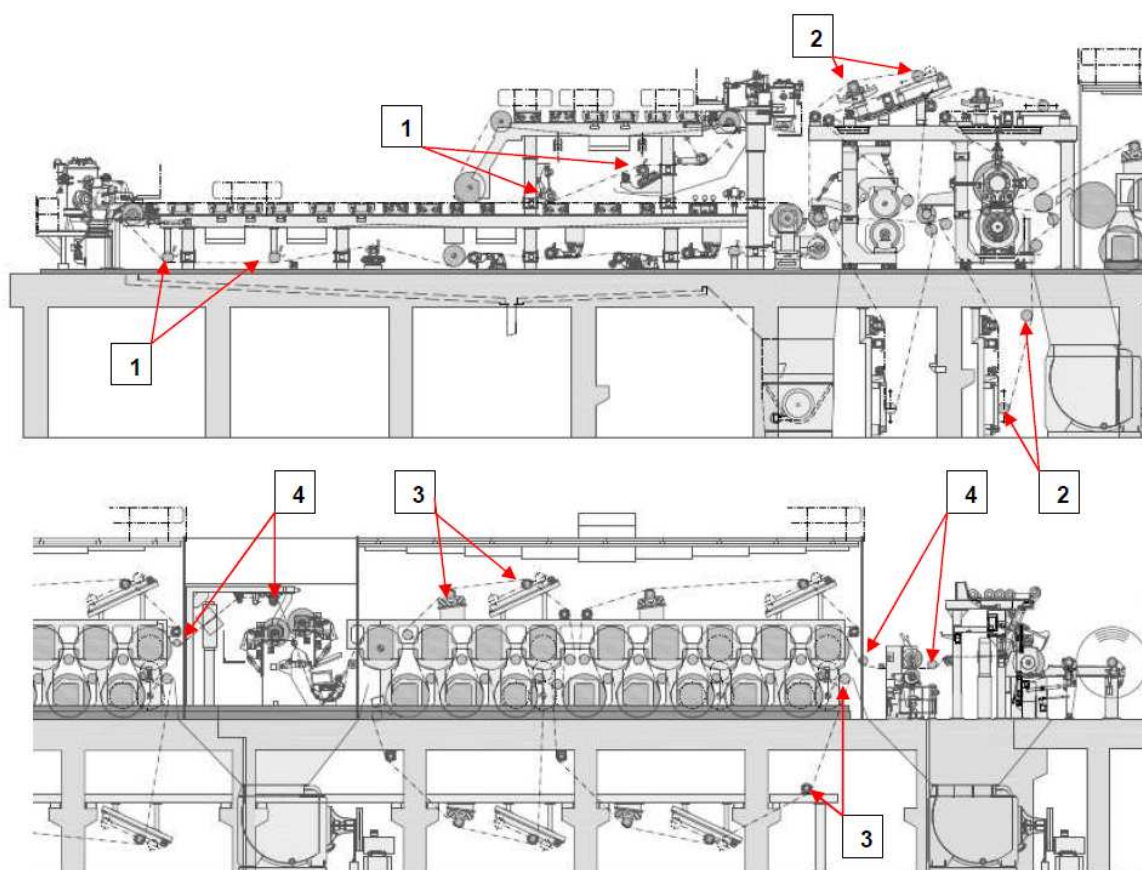
Podle zadavatele diplomové práce je mým úkolem vypracovat standard vodících válců v síťové části papírenského stroje. Kde provedu návrh vodících válců pro různé pracovní podmínky papírenského stroje a navrhnu příslušné valivé uložení. Základem mé diplomové práce je standardizovat skupinu vodících válců za účelem úspory konstrukčních hodin. Dále dojde ke sjednocení polotovarů na vodící válec. V návaznosti na standardizaci vodících válců dojde k unifikaci dílů, která přinese usnadnění práce při tvorbě nabídek.

Základní výstup mé práce bude tabulka s navrženými průměry válců pro jednotlivé délky síta a různé pracovní rychlosti papírenského stroje. Dalším výstupem bude parametrický model s řídícími náčrty a na to navazující výkresová dokumentace kompletního válce i s uložení.

## 2 Rešerše dané problematiky

### 2.1 Vodící válce

Papírenská linka pro výrobu papíru je složena z mnoha různých válců (sací, lisové, sušící apod.), které plní svoji technologickou funkci při výrobě papíru. Nejpočetnější skupinou těchto válců jsou vodící válce. Jak už název napovídá, jejich funkce je především vést v daném prostoru nekonečné obíhající pásy (odvodňovací síta, lisové plstěnce, sušící síta, případně jiné technologické pásy), ale také vyráběný papír v průběhu celého papírenského stroje. Pozice ve které daný vodící válec pracuje, klade na vodící válec celou řadu požadavků a to jak mechanických, tak i technologických. Na obrázku 1 je schéma s vyznačenými vodícími válci.



Obr. 1- Schéma papírenského stroje (1- Vodící válec síta, 2- Vodící válec plstěnce, 3- Vodící válec sušícího síta, 4- Vodící válec papíru). [8]

### **2.1.1 Provedení vodících válců**

#### **1) Z hlediska jejich funkce:**

- Vodící válec síta (odvodňovacího)
- Vodící válec plstěnce
- Vodící válec síta (sušícího)
- Vodící válec papíru
- Vodící válec speciální (speciální technologické pásy- clupack apod.)

#### **2) Z hlediska konstrukčního provedení:**

- Čelo s čepem jako jeden díl
- Nalisovaný čep + nalisované čelo
- Přišroubovaný řep + nalisované čelo

#### **3) Z hlediska povrchového provedení pláště**

- Ocelový, broušený
- S potahem (tloušťka v mm)
  - Guma
  - Teflon
  - Měď (dnes už velmi zřídka)
- S nástřikem (tloušťka v desetinách mm)
  - Keramika
  - Chrom
  - Ušlechtilé oceli (chromnikl, chrom-nikl-molybden, wolfram-karbid..)

#### **4) Z hlediska pohonu**

- Bez pohonu
- S čepem pro pohon

#### **2.1.2 Uložení vodících válců**

Nedílnou součástí každého vodícího válce je jeho uložení. Zabezpečuje pevnou vazbu mezi vodícím válcem a nosnou konstrukcí stroje a současně umožňuje jeho rotaci v požadované provozní rychlosti s minimálními ztrátami na pohon příslušné sekce.

##### **Provedení uložení vodících válců:**

- Z hlediska konstrukčního provedení ložiskového tělesa:
  - Ložiskové těleso ve tvaru koule, nebo válcové plochy pro následné uchycení do ložiskového domku s víkem.
  - Ložiskové těleso ve tvaru ložiskového domku pro přímé uchycení na konstrukci.
  - Ložiskové těleso ve tvaru příruby pro uchycení mezi svislé dosedací plochy
  - Ložiskové těleso speciální pro kombinované uchycení.
- Z hlediska provedení čepu:
  - Čep válcový- pro ložisko s válcovou dírou nebo upínacím pouzdrem
  - Čep kuželový- pro ložisko s kuželovým otvorem
- Z hlediska mazání:
  - Uložení pro tukové mazání
  - Uložení pro olejové mazání

- Z hlediska pohonu:
  - Bez pohonu
  - S čepem pro pohon

### **2.1.3 Systém mazání**

Zásadní součástí každého uložení je odpovídající systém mazání. Pro uložení vodících válců se používají následující systémy mazání:

- Tukové mazání (trvalá náplň, která je v předepsaných intervalech doplňována nebo měněna)
- Centrální tukové mazání (společné i pro ostatní uložení)
- Centrální olejové mazání

Důležité aspekty pro volbu daného typu mazání je především provozní rychlost, teplota prostředí ale také investiční možnosti zákazníka.

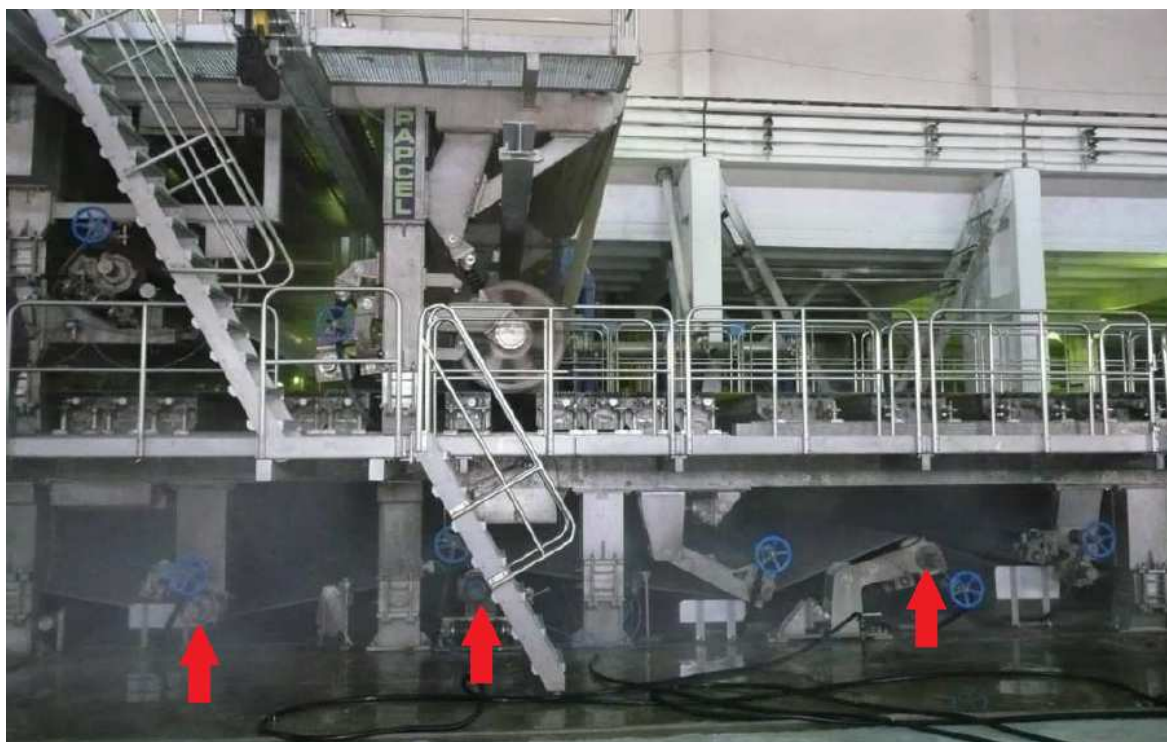
## **2.2 Druhy vodících válců a materiálové provedení**

Vodící válce jsou nedílnou součástí každého papírenského stroje. Vodící válce zajišťují vedení sít, plstěnců a vyráběného papíru v průběhu celého procesu výroby papíru. Jedná se o nejčastější rotující část v papírenském stroji. Provedení vodících válců je ve většině případů symetrické a z tohoto důvodu je lze použít pro síťovou část s pohonem na pravé nebo levé straně.

### **2.2.1 Vodící válce síťové části**

Návrh vodícího válce vždy ovlivňuje daná síťová část a výrobní program, který má vliv na potah válce. Šířka a průměr vodících válců se stanovuje v závislosti na pracovní šířce síta. Délka navrhovaného válce bývá cca o 100 [mm] delší než šířka odvodňovacího síta.

Rozměrově navržený vodící válec je podroben kompletnímu pevnostnímu propočtu a v případě, že všechny výpočtové hodnoty vyhovují, je předán do výroby. Standardní provedení vodícího válce je z konstrukční oceli a částí válce, které přijdou do styku s látkou, jsou opatřeny antikorozním nátěrem. Na obrázku 2 jsou vyznačeny vodící válce v síťové části.



Obr. 2- Vodící válce v síťové části. [8]

Vodící válce se skládají z pláště (trubky), čela a čepu. Konstrukční provedení válců do průměru 200 [mm] je obvykle takové, že čelo a čep je vyroben jako jeden díl. Vodící válce s vnějším průměrem nad 200 [mm] mají čep a čelo samostatné. V případě společného čepu a čela se trubka válce finálně opracuje (vnější i vnitřní průměr) a následně se čelo s čepem do trubky zalisuje (metodou zamražením). Takto zkompletovaný válec je připraven pro případný potah. Válce které zůstávají bez potahu a jsou určeny na nástřík, se z pravidla přebušují z důvodu změny průměru v místech nalisování čepu s čelem. U provedení samostatného čepu a čela se trubka válce rovněž vnitřně vytočí, zalisují se čela (která se mohou případně zajistit svárem) a následně se trubka s čely finálně opracuje. Do takto připraveného dílu jsou samostatné čepy zalisovány (zamražením) nebo přišroubovány.



Z hlediska povrchového úpravy pláště jsou vodící válce v síťové části většinou pogumovány. Kvalita potahu je závislá na výrobním programu (obsah přísad v látce), kde tvrdost potahu je  $0+1$  [PSJ] (nebo  $86\pm 2$  [Shore D]) a tloušťka potahu je v rozsahu  $4+15$  [mm]. Dále může být povrch vodících válců v síťové části opatřen nástřikem keramiky. Keramický nástřik je oproti pogumování 4x až 5x dražší, ale životnost je mnohonásobně vyšší. Všechny vodící válce jsou dynamicky vyváženy na odpovídající parametry. Uložení vodících válců síťové části má ve většině případů ložiskové těleso ve tvaru koule (H7/f8) pro následné uchycení do ložiskového domku s víkem na nosné konstrukci.

### 2.2.2 Vodící válce v lisové části

U moderních papírenských strojů jsou vodící válce v lisové části většinou stejné jako vodící válce v síťové části. Jsou stejné z hlediska rozměru, gumových potahů i uložení. Určité rozdíly se mohou projevit ve kvalitě potahu a jeho tloušťce. U rekonstrukcí starších lisových částí, kde část vodících válců zůstává stávající, jsou jim nové vodící válce rozměrově přizpůsobeny (délka pláště, rozteč a typ uložení). Průměr válce však musí odpovídat pevnostním požadavkům. Na obrázku 3 je vyznačen Vodící válec v lisové části.



Obr. 3- Vodící válce v lisové části. [8]

### 2.2.3 Vodící válce sušící části

Velikosti a délky vodících válců v sušící části vycházejí ze šířkových poměrů sušící části. Přestože v průběhu sušícího procesu dochází k smrštění vyráběného papíru, jsou všechny vodící válce rozměrově stejné. Materiál vodících válců je konstrukční ocel, víčka čel a čepy jsou opatřeny nátěrem dle předepsaného systému a odstínu. V případě zalisovaných čepů se víčka neinstalují a nátěr se nanáší přímo na čelo. Na obrázku 4 jsou vyznačeny vodící válce v sušící části papírenského stroje.



Obr. 4- Vodící válce v sušící části papírenského stroje. [8]

Z konstrukčního hlediska je provedení vodících válců v sušící části stejné jako u předchozích vodících válců. Zásadní rozdíl nastává u válců, které hodláme použít pro tzv. „silent drive“. Jedná se o tichý pohon, kde část vodících válců umístěných na pozicích

mezi sušícími válci je napojena na pohonné jednotky. Z tohoto důvodu musí mít na straně pohonu uzpůsobený čep.

Vodící válce v sušící části jsou bez potahu. Povrch válce je broušen na drsnost Ra 1,6. Pro některé výrobní parametry mohou mít vodící válce povrch s tvrdochromem, broušeným na Ra 0,8.

Pro všechny vodící válce platí, že jsou dynamicky vyváženy. Jestliže zákazník neurčí stupeň přesnosti vyvážení, platí standart firmy Papcel stupeň vyvážení G 2,5.

#### **2.2.4 Vodící válce papíru**

V celém papírenském stroji se nacházejí vodící válce papíru. Návrh a dimenzování těchto válců je principiálně stejné jako u předchozích válců a to s jediným rozdílem, že tahové napětí v papíru je nižší než u sít a plstěnců. Na obrázku 5 je vodící válec papíru na konci sušící části linky.

Z konstrukčního provedení jsou vodící válce papíru řešeny podobně jako ostatní vodící válce. „Většinou však jsou tyto válce osazeny čepem pro pohon a mohou být osazeny na straně obsluhy různými typy vodících kladek, pevných nebo volných, určených pro lankový systém zavádění." [8]

Povrchová úprava pláště vodících válců je velmi různorodá a záleží na tom v jaké části papírenského stroje válec pracuje. V mokré části stroje je povrch válce pogumovaný, v oblasti kvalitativních úprav je potah válce teflonový, v suché části je válec pochromován nebo potažen ušlechtilou ocelí, popřípadě bez nástřiku a potahu.



Obr. 5- Vodící válec papíru na konci sušící části linky. [8]

Způsob provedení uložení u vodících válců papíru se používá stejných principů jako u předchozích válců. Uplatňují se zde všechny konstrukční varianty uložení a způsoby mazání i pohony.

## 3 Návrh vodícího válce a jeho uložení

### 3.1 Základní pravidla pro volbu, konstrukci a instalaci vodících válců

Každý vodící válec, který je součástí papírenského stroje je nutno navrhovat podle celé řady kritérií. Zejména se jedná o kritéria technologická (pozice ve stroji), mechanická (pevnostní), výrobní (kvalita výroby a montáž), provozní (údržba) a bezpečnostní. Podcenění některých uvedených kritérií může způsobit výpadek celé linky. Následkem výpadku mohou vzniknout prostoje ve výrobě a ztráty výdělku nebo v horším případě dojde k rozsáhlejší havárii.

Návrh vodícího válce se odvíjí podle následujících kritérií:

#### Kritérium technologické:

- ❖ Pozice do které bude vodící válec s uložením instalován
  - Je důležitá z hlediska správné volby kvality potahu, odpovídající tloušťce potahu a jeho tvrdosti udávané v P&J (Pussey a Jones) nebo v Sh (Shore).
  - Je důležitá z hlediska volby uložení.
- ❖ Prostředí ve kterém bude vodící válec pracovat
  - Vliv prostředí ovlivňuje volbu použitých materiálů jednotlivých komponentů a způsob povrchové ochrany.

#### Kritérium mechanické:

- ❖ Pracovní šířka stroje
  - Je to důležitá informace pro kompletní dimenzování rozměrů vodících válců (průměr a tloušťka pláště). Je důležitá pro dimenzování délek a průměrů čepů.

❖ Rychlost stroje

- Je rozhodující pro volbu ložisek a také ovlivňuje návrh pláště (dovolené otáčky).

❖ Teplota okolí

- Ovlivňuje kvalitu potahu a volbu mazacího systému.

**Kritérium výrobní:**

❖ Kvalita výroby

- Zaručuje dodržení všech předepsaných rozměrů, úchylek tvaru a polohy v průběhu výroby vodícího válce.

❖ Odborná montáž

- Zaručuje instalaci vodících válců s uložením do předepsané polohy a následné proměření souososti vůči ostatním válcům (řídícímu válci).

**Kritérium provozní - údržby:**

❖ Pravidelná údržba

- Zajišťuje se především kontrola mazacího systému, stav potahu vodícího válce a kontrola ložisek.

**Kritérium bezpečnostní:**

❖ Normy

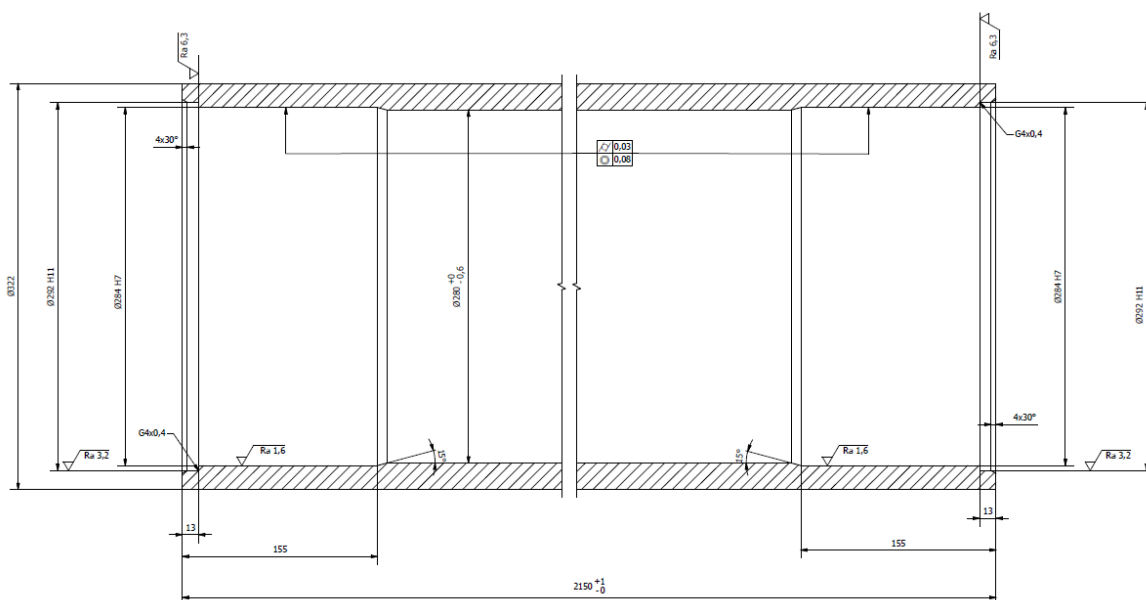
- Především se dbá na dodržení všech norem, které zahrnují všeobecné zásady pro konstrukci, bezpečnostní požadavky a všeobecné požadavky na výrobu.

## 3.2 Návrh vodícího válce

### 3.2.1 Návrh pláště

Výchozím bodem pro návrh pláště je výpočtová zpráva. Pomocí výpočtové zprávy jsem stanovil průměry a tloušťky stěn jednotlivých válců pro různé pracovní podmínky stroje. Zásadním parametrem pro volbu průměru a tloušťky stěny pláště byla délka nekonečného síta a pracovní rychlost stroje. Jako polotovar jsou zvoleny roury od standardního dodavatele.

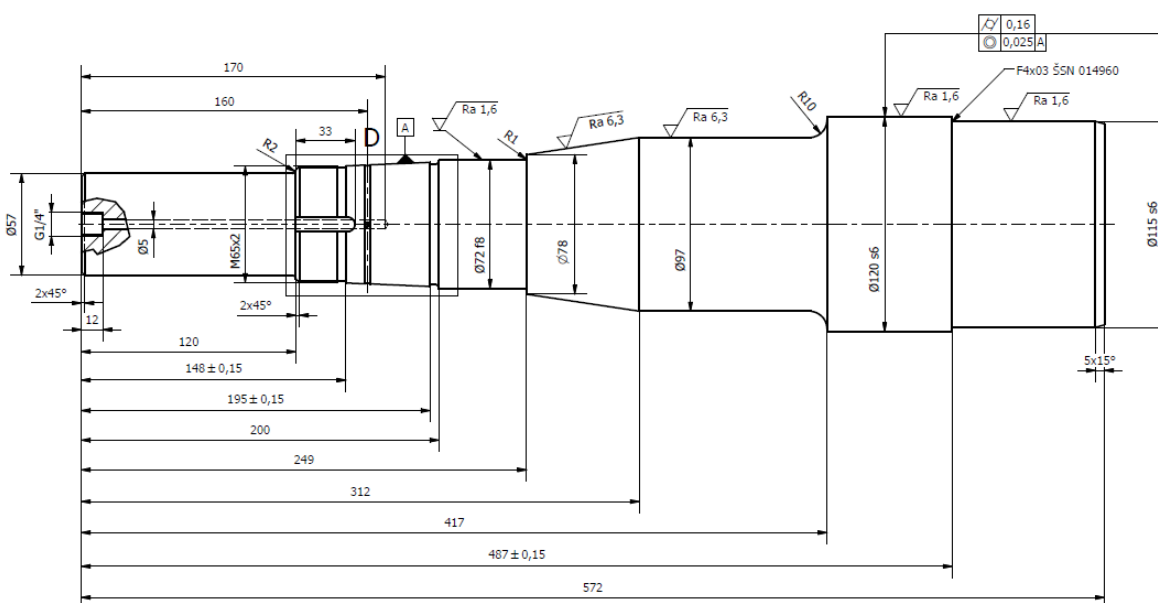
Na obrázku 6 je vidět navržený plášť válce. Aby čelo při zalisování do pláště dobře dosedlo je vnitřní průměr roury opatřen osazením (doraz).



Obr. 6- Navržený tvar pláště.

### 3.2.2 Návrh čepu

Při návrhu čepu jsem vycházel z výsledků výpočtové zprávy. Zvolené průměry a délky čepu jsou voleny s ohledem na dynamickou bezpečnost, která nesmí být nižší než  $k_D = 1,5 [-]$ . Na obrázku 7 můžeme vidět navržený tvar čepu. Na straně kde je čep zalisován do čela válce, je opatřen osazením kvůli správnému ustavení. Veškeré rozměry jsou navrženy s náležitou přesností. Délky a Průměry jednotlivých čepů jsou navrhnutý a pevnostně spočítány pro různé pracovní podmínky. Čep v místě ustanovení ložiska je obroben do kužele. Správnou polohu ložiska zajišťuje KM matice s MB podložkou. Čep zajišťuje přívod maziva pod ložisko. Tyto kanálky pod ložiskem zajišťují při demontáži takzvané odstřelení ložiska tlakovým olejem.

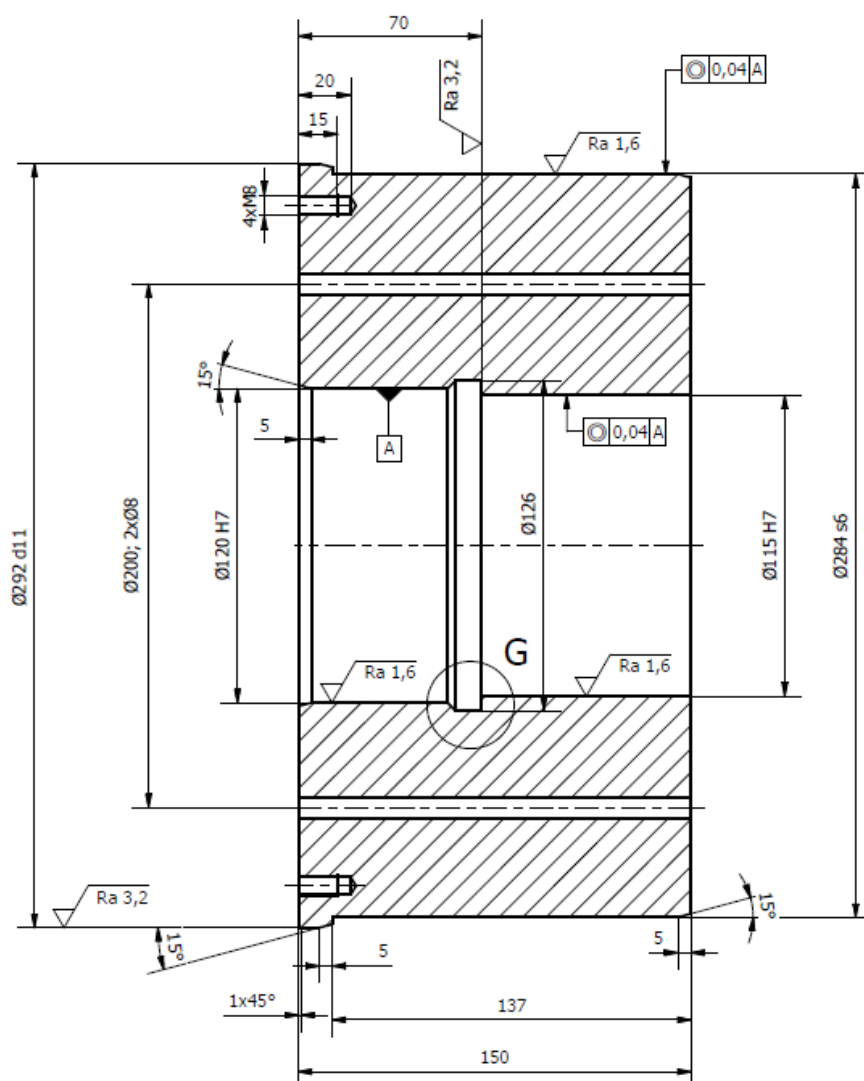


Obr. 7- Tvar navrženého čepu.



### 3.2.3 Návrh čela

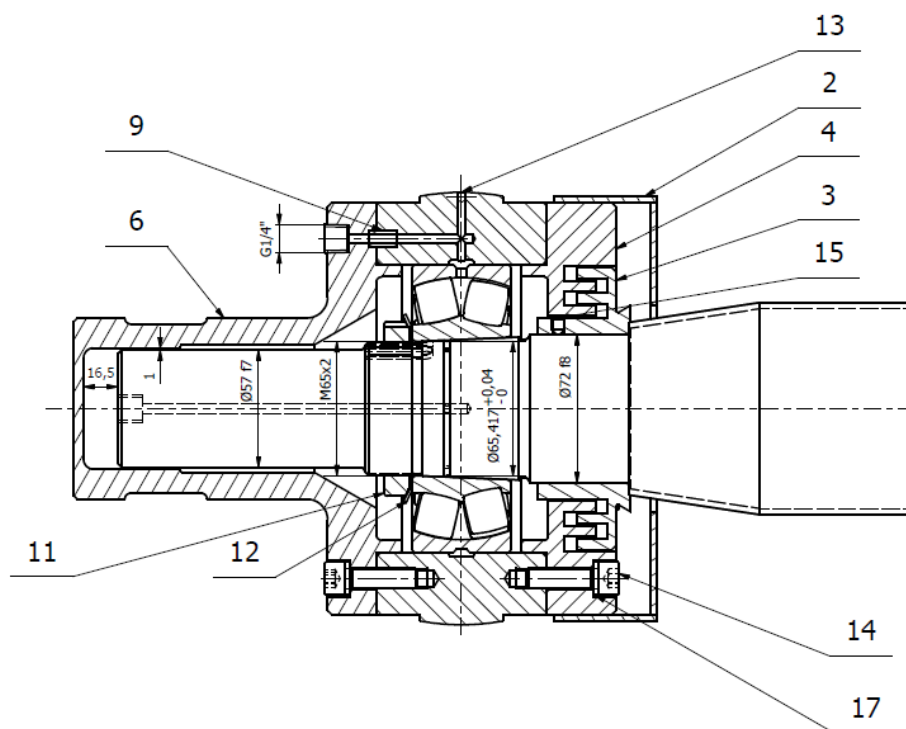
Čelo válce jsem navrhnul rozměrově a tvarově tak, aby pasovalo při zalisování do pláště a čep aby pasoval do čela. Rozměry čela jsou navrženy tak, aby po zalisování převedly potřebné kroutící momenty. V čele jsou vyvrtány otvory pro odvětrání válce při zalisování. Na obrázku 8 můžeme vidět navržený tvar čela.



Obr. 8- Tvar navrženého čela.

### 3.2.4 Návrh uložení

Ložiskové těleso jsem zvolil ve tvaru koule, jelikož většina vodících válců v sítové části je usazena do téhož uložení. Tento typ uložení umožňuje snadnou montáž a demontáž válce. Z hlediska mazání je tento typ uložení uzpůsoben pro tukové mazání ložiska. Uložení vodících válců v sítové části je nerezové. Na obrázku 9 je v řezu znázorněno uložení vodícího válce.



Obr. 9- Uložení vodícího válce

Součástí navrženého uložení jsou dvě víka, která dosedají k vnějšímu kroužku ložiska. To znamená, že na jedné straně je ložisko fixně upevněno a na druhé straně válce je vnější kroužek ložiska uložen s vůlí v axiálním směru. Vnitřní víko (pozice 4) tvoří jednu část labyrintového těsnění. Pro utěsnění prostoru s ložiskem jsem použil vícestupňové labyrintové těsnění (pozice 3-labyrintový kroužek).

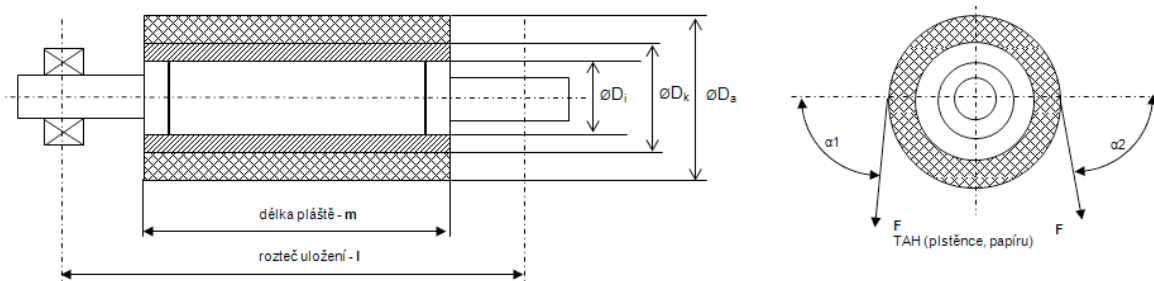
Správnou pozici ložiska zajišťuje KM matice. Dále je na ložisku nasazeno ložiskové těleso s kanálky pro mazání ložiska. K ložiskovému tělesu jsou přišroubovány víka, která oddělují ložiskový prostor od vnějšího okolí. Z vnitřní strany uložení je navrženo labyrintové těsnění.

## 4 Výpočty

### 4.1 Výpočtový návrh vodícího válce

Pomocí následných výpočtových vztahů jsem navrhnul průměry válců a tloušťku stěn. Základními vstupními parametry při návrhu válce je tah v nekonečném sítu a úhel opásání. Vstupní hodnoty se mohou lišit v závislosti na požadavku zákazníka, z toho důvodu volím možné nejvyšší zatížení, které může nastat. Pro výpočet je zvolen tah síta 10 [kN/m] a úhel opásání 180[°].

Při navrhování je třeba dbát na maximální rychlost při zatížení  $v_{\max F}$ . Tato rychlost nesmí překročit rychlost stroje, pro který je válec navrhnut. Dále je nutné se při navrhování válce držet dovoleného průhybu  $f_d$ , tato hodnota musí být vyšší než vypočítaný průhyb válce se zatížením  $f_F$ . Veškeré výsledky pro jednotlivé délky válců jsou uvedeny v tabulce. Na obrázku 10 je schéma vodícího válce.



Obr. 10- Schéma vodícího válce.

#### Vstupní hodnoty:

Rozteč uložení:	$l = 2,65$ [m]
Délka pláště:	$m = 2,15$ [m]
Vnější průměr válce:	$D_a = 0,336$ [m]
Vnější průměr jádra:	$D_k = 0,322$ [m]
Vnitřní průměr válce:	$D_i = 0,280$ [m]

Tah v sítu:	$F_t = 10 \text{ [kN/m]}$
Úhel opásání $\alpha_1$ :	$\alpha_1 = 90 \text{ [}^\circ\text{]}$
Úhel opásání $\alpha_2$ :	$\alpha_2 = 90 \text{ [}^\circ\text{]}$
Měrná hustota oceli:	$Y_s = 0,0766 \text{ [N/cm}^3\text{]}$
Měrná hustota pryže:	$Y_b = 0,0098 \text{ [N/cm}^3\text{]}$
Modul pružnosti oceli:	$E = 203000 \text{ [N/mm}^2\text{]}$

**Zatížení způsobené tahem v sítu:**

$$q = \sqrt{F_t^2 + F_t^2 + 2 \cdot F_t^2 \cdot \cos \frac{180^\circ - (\alpha_1 + \alpha_2)}{180^\circ \cdot \pi}} \quad (4.1)$$

$$q = \sqrt{10^2 + 10^2 + 2 \cdot 10^2 \cdot \cos \frac{180^\circ - (90^\circ + 90^\circ)}{180^\circ \cdot \pi}}$$

$$q = 20 \text{ kN/m}$$

**Síla působící ve středu vodícího válce:**

$$F_F = q \cdot m \cdot 1000 \quad (4.2)$$

$$F_F = 20 \cdot 2,15 \cdot 1000$$

$$F_F = 43\,000 \text{ N}$$

**Síla od hmotnosti válce:**

$$F_K = (D_k^2 - D_i^2) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot m \cdot Y_s \cdot 10^6 \quad (4.3)$$

$$F_K = (0,322^2 - 0,28^2) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 2,15 \cdot 0,0766 \cdot 10^6$$

$$F_K = 3270,4 \text{ N}$$

**Síla od hmotnosti pryže:**

$$F_b = (D_a^2 - D_k^2) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot m \cdot Y_b \cdot 10^6 \quad (4.4)$$

$$F_b = (0,336^2 - 0,322^2) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 2,15 \cdot 0,0098 \cdot 10^6$$

$$F_b = 152,4 \text{ N}$$

**Celková síla:**

$$F = F_F + F_k + F_b \quad (4.5)$$

$$F = 43\,000 + 3\,270,4 + 152,4$$

$$F = 46\,422,8 \text{ N}$$

**Moment setrvačnosti:**

$$I = (D_k^4 - D_i^4) \cdot \frac{\pi}{64} \quad (4.6)$$

$$I = (0,322^4 - 0,28^4) \cdot \frac{\pi}{64}$$

$$I = 2,26 \cdot 10^{-4} \text{ m}^4$$

**Průhyb válce bez zatížení:**

$$f_k = \frac{F_k \cdot l^3}{\left(48 + 29 \cdot \frac{m}{l}\right) \cdot E \cdot I \cdot 1000} \quad (4.7)$$

$$f_k = \frac{3270,4 \cdot 2,65^3}{\left(48 + 29 \cdot \frac{2,15}{2,65}\right) \cdot 203000 \cdot 22,599 \cdot 10^{-5} \cdot 1000}$$

$$f_k = 0,019 \text{ mm}$$

**Průhyb válce se zatížením:**

$$f_F = \frac{F \cdot l^3}{\left(48 + 29 \cdot \frac{m}{l}\right) \cdot E \cdot I \cdot 1000} \quad (4.8)$$

$$f_F = \frac{46\,422,8 \cdot 2,65^3}{\left(48 + 29 \cdot \frac{2,15}{2,65}\right) \cdot 203000 \cdot 22,599 \cdot 10^{-5} \cdot 1000}$$

$$f_F = 0,263 \text{ mm}$$

**Dovolený průhyb válce:**

$$f_d = m \cdot 0,25 \quad (4.9)$$

$$f_d = 2,15 \cdot 0,25$$

$$f_d = 0,537 \text{ mm}$$

$$f_F < f_d \quad \rightarrow \quad \text{podmínka je splněna}$$

**Kritické otáčky bez zatížení:**

$$n_k = \frac{950}{\sqrt{f_{Fk}}} \quad (4.10)$$

$$n_k = \frac{950}{\sqrt{0,019}}$$

$$n_k = 6\,975,7 \text{ min}^{-1}$$

**Kritická rychlost bez zatížení:**

$$v_k = D_a \cdot n_k \cdot \pi \quad (4.11)$$

$$v_k = 0,336 \cdot 6\,975,7 \cdot \pi$$

$$v_k = 7\,363,3 \text{ m/min}$$

**Kritické otáčky při zatížení:**

$$n_{kF} = \frac{950}{\sqrt{f_F}} \quad (4.12)$$

$$n_{kF} = \frac{950}{\sqrt{0,263}}$$

$$n_{kF} = 1\,851,5 \text{ min}^{-1}$$

**Kritická rychlost při zatížení:**

$$v_{kF} = D_a \cdot n_{kF} \cdot \pi \quad (4.13)$$

$$v_{kF} = 0,336 \cdot 1\,851,5 \cdot \pi$$

$$v_{kF} = 1\,954,3 \text{ m/min}$$

**Maximální rychlost bez zatížení:**

$$v_{max} = 0,75 \cdot v_k \quad (4.14)$$

$$v_{max} = 0,75 \cdot 7\,363,3$$

$$v_{max} = 5\,522,5 \text{ m/min}$$

**Maximální rychlost při zatížení:**

$$v_{max F} = 0,75 \cdot v_{kF} \quad (4.15)$$

$$v_{max F} = 0,75 \cdot 1\,954,3$$

$$v_{max F} = 1\,465,7 \text{ m/min}$$

V tabulce 1 jsou uvedeny výsledky pro použité varianty válců. Jednotlivé průměry válců jsem volil tak, aby bylo použito co nejméně průměrových variant. Při volbě průměrů a tloušťky válců rozhodovala kritická rychlost válce  $v_{maxF}$ . Ta nesmí být vyšší než pracovní rychlost stroje. Další rozhodující hodnota podle které jsem se řídil při návrhu válce, byla

průhyb válce při zatížení  $f_F$ . Průhyb válce při zatížení nesmí převyšovat dovolený průhyb válce  $f_d$ . Všechny stanovené podmínky byly při návrhu dodrženy.

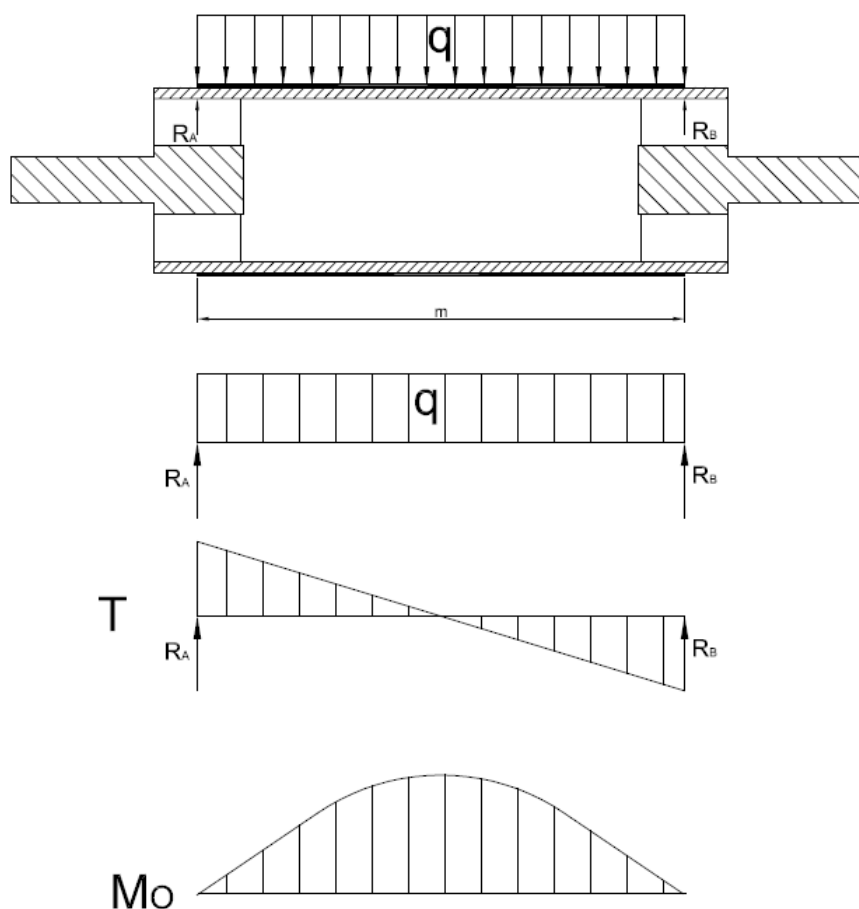
Tabulka 1- Tabulka výsledků jednotlivých variant válců

Válec: délka/průměr [m]	$F_F$ [N]	$F_K$ [N]	$F_b$ [N]	$F$ [N]	$I$ [m <sup>4</sup> ]	$f_F$ [mm]	$f_d$ [mm]	$n_{kf}$ [ot/min]	$V_{kf}$ [m/min]	$V_{maxF}$ [m/min]
2 / 0,322	43 000	3 271,1	152	46 423,7	$2,26 \cdot 10^{-4}$	0,263	0,537	1 851,5	1 954,4	1 465,8
2 / 0,409	43 000	5 337,5	193	49 699,8	$5,94 \cdot 10^{-4}$	0,105	0,537	2 935,7	3 901,3	2 926,0
2,5 / 0,322	53 000	4 031,8	188,1	57 219,9	$2,26 \cdot 10^{-4}$	0,538	0,662	1 294,6	1 366,5	1 024,9
2,5 / 0,409	53 000	6 578,7	237	59 816,6	$5,94 \cdot 10^{-4}$	0,214	0,662	2 052,8	2 727,9	2 045,9
3 / 0,409	63 000	7 820,0	282,7	71 102,7	$5,94 \cdot 10^{-4}$	0,393	0,787	1 516,1	2 014,7	1 511,0
3 / 0,485	63 000	10 670,8	334,3	74 005,2	$1,14 \cdot 10^{-3}$	0,212	0,787	2 062,8	3 233,7	2 425,3
3,5 / 0,409	73 000	9 061,3	327,6	82 388,9	$5,94 \cdot 10^{-4}$	0,664	0,912	1 165,5	1 548,8	1 161,6
3,5 / 0,485	73 000	12 364,6	387,4	85 752,0	$1,14 \cdot 10^{-3}$	0,359	0,912	1 585,8	2 486,0	1 864,5
4 / 0,485	83 000	14 058,4	440,5	97 498,9	$1,14 \cdot 10^{-3}$	0,571	1,037	1 259,1	1 970,7	1 478,0
4 / 0,536	83 000	15 637,6	486,1	99 123,8	$1,57 \cdot 10^{-3}$	0,422	1,037	1 462,0	2 526,1	1 894,6
4,5 / 0,485	93 000	15 752,2	493,6	109 245,7	$1,14 \cdot 10^{-3}$	0,866	1,162	1 021,0	1 600,6	1 200,4
4,5 / 0,536	93 000	17 521,7	544,7	111 066,4	$1,57 \cdot 10^{-3}$	0,640	1,162	1 187,4	2 051,6	1 538,7
5 / 0,536	103 000	19 405,7	603,3	123 009,0	$1,57 \cdot 10^{-3}$	0,933	1,287	983,5	1 699,4	1 274,5
5 / 0,650	103 000	30 951,3	729,9	134 681,2	$3,65 \cdot 10^{-3}$	0,440	1,287	1 432,1	2 987,3	2 240,5
5,5 / 0,536	113 000	21 289,8	661,9	134 951,7	$1,57 \cdot 10^{-3}$	1,316	1,412	828,0	1 430,7	1 073,0
5,5 / 0,650	113 000	33 956,2	800,8	147 757,1	$3,65 \cdot 10^{-3}$	0,621	1,412	1 205,6	2 514,9	1 886,2
6 / 0,650	123 000	36 961,2	871,7	160 832,9	$3,65 \cdot 10^{-3}$	0,852	1,537	1 028,9	2 146,4	1 609,8



## 4.2 Pevnostní výpočet pláště vodícího válce

Vodící válce v sítové části jsou namáhané především na ohyb. Z tohoto důvodu jsem provedl výpočet statické bezpečnosti v ohybu pro jednotlivé varianty válců. Výsledky bezpečnosti v ohybu jsou uvedeny v tabulce. Následující postup výpočtu je proveden pro válec o průměru 322 [mm] a délky síta 2000 [mm]. Na obrázku 11 je znázorněno zatížení válce a průběh napětí.



Obr. 11 - Zatížení válce a průběh napětí.

### Volba materiálu:

Pro válec jsem zvolil rouru DIN 2448/1629, Mat. ST 52.0

Materiálová mez v kluzu:  $R_e = 225$  [MPa]

### Výpočet reakcí:

Vzhledem k tomu, že válec je symetrický a síla působí uprostřed jsou reakce stejné.

$$R_A = \frac{F}{2} \quad (4.16)$$

$$R_A = \frac{46\,422,8}{2}$$

$$R_A = 23\,211,4 \text{ N}$$

$$R_A = R_B$$

### Maximální ohybový moment na válci:

$$M_{Omax} = R_A \cdot \frac{m}{2} - q \cdot \frac{m}{2} \cdot \frac{m}{4} \quad (4.17)$$

$$M_{Omax} = 23\,211,4 \cdot 1 - 20\,000 \cdot 1 \cdot \frac{1}{2}$$

$$M_{Omax} = 13\,211,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

### Průřezový modul v ohybu:

$$W_O = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(D_k^4 - D_i^4)}{D_k} \quad (4.18)$$

$$W_O = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(0,322^4 - 0,28^4)}{0,322}$$

$$W_O = 1,404 \cdot 10^{-3} \text{ m}^4$$

**Maximální ohybové napětí na válci:**

$$\sigma_{Omax} = \frac{M_{Omax}}{W_O} \quad (4.19)$$

$$\sigma_{Omax} = \frac{13\,211,4}{1,404 \cdot 10^{-3}}$$

$$\sigma_{Omax} = 9,44 \text{ MPa}$$

**Bezpečnost v ohybu v místě maximálního ohybového momentu:**

$$k_{O1} = \frac{Re}{\sigma_{Omax}} \quad (4.20)$$

$$k_{O1} = \frac{225}{9,409}$$

$$k_{O1} = 23,8 \text{ —}$$

Navržená tloušťka válce je dostatečně dimenzovaná. V tabulce 2 jsou zaznamenány výsledky jednotlivých variant válců.

Tabulka 2- Výsledky pevnostního výpočtu válce pro jednotlivé varianty.

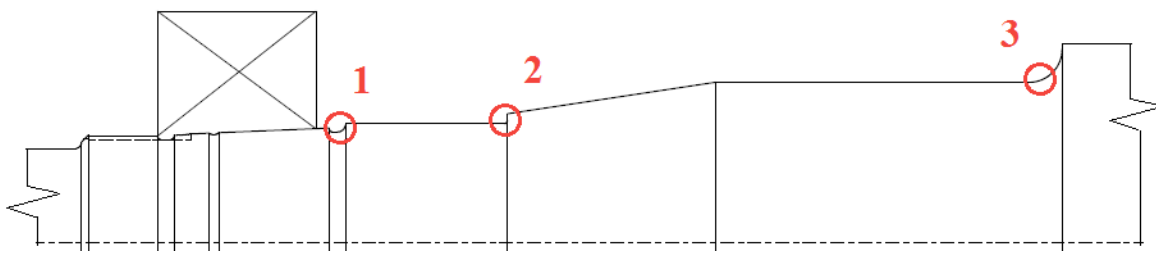
Válec: délka/průměr [m]	$R_A$ [N]	$M_{0max}$ [N·m]	$W_0$ [m <sup>4</sup> ]	$\sigma_{0max}$ [MPa]	$k_0$ [-]
2 / 0,322	23 211,9	13 211,6	0,0014	9,44	23,8
2 / 0,409	24 849,9	14 849,9	0,0043	3,45	65,2
2,5 / 0,322	28 610,0	20 137,4	0,0014	14,38	15,6
2,5 / 0,409	29 908,3	21 760,4	0,0029	7,50	30,0
3 / 0,409	35 551,4	30 827,0	0,0029	10,63	21,2
3 / 0,485	37 002,6	33 003,9	0,0047	7,02	32,0
3,5 / 0,409	41 194,5	41 465,2	0,0029	14,30	15,7
3,5 / 0,485	42 876,0	44 408,0	0,0047	9,45	23,8
4 / 0,485	48 749,5	57 498,9	0,0047	12,23	18,4
4 / 0,536	49 561,9	59 123,8	0,0059	10,02	22,5
4,5 / 0,485	54 622,9	72 276,4	0,0047	15,38	14,6
4,5 / 0,536	55 533,2	74 324,7	0,0059	12,60	17,9
5 / 0,536	61 504,5	91 261,3	0,0059	15,47	14,5
5 / 0,650	67 340,6	105 851,5	0,0112	9,45	23,8
5,5 / 0,536	67 475,9	109 933,5	0,0059	18,63	12,1
5,5 / 0,650	73 878,6	127 540,9	0,0112	11,39	19,8
6 / 0,650	80 416,5	151 249,3	0,0112	13,50	16,7

### 4.3 Statická kontrola navržených čepů

#### Kritická místa

Na čepu vodícího válce jsem zvolil kritická místa podle toho, kde se mění průměr čepu nebo je čep osazen drážkou či zaoblením. Pro zvolená místa jsem provedl statickou kontrolu a následně kontrolu na únavu. Na obrázku 12 jsou znázorněna kritická místa čepu.

Příklad výpočtu statické kontroly je proveden pro čep, který je na válci o průměru 409 [mm] a délky 2000 [mm], z toho důvodu že válec je těžší a stejný čep je více namáhán. Statickou kontrolu a následně kontrolu na únavu jsem provedl pro čepy všech délek válců. Výsledky pro všechny typy válců jsou uvedeny v tabulce.



Obr. 12- Znázornění kritických míst na čepu válce.

#### 4.3.1 Příklad výpočtu pro kritické místo v bodě 3

Vstupní parametry jsou stanoveny z předchozích výpočtů: smyková síla  $R_A = 24\,265,2$  [N], kroutící moment  $M_k = 100$  [N·mm] a vzdálenost od osy ložiska  $L = 250$  [mm]. Pro dané místo jsem zvolil součinitel tvaru v ohybu  $\alpha_\sigma = 1,47$  [-], a v krutu  $\alpha_\tau = 1,20$  [-]. součinitele jsem volil dle [8]. Čep je vyroben z materiálu 12 050.1. Statická bezpečnost je vypočtena vzhledem k mezi kluzu  $R_e = 275$  [MPa]. Materiálová hodnota meze pevnosti  $R_m = 460$  [MPa].

##### Výpočet ohybového momentu:

$$M_O = R_A \cdot L \quad (4.21)$$

$$M_O = 24\,265,2 \cdot 250$$

$$M_O = 6\,066\,303 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

##### Výpočet ohybového modulu v kritickém průřezu:

$$W_O = \frac{\pi \cdot D^3}{32} \quad (4.22)$$

$$W_O = \frac{\pi \cdot 97^3}{32}$$

$$W_O = 89\,601,5 \text{ mm}^3$$

**Ohybové napětí:**

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (4.23)$$

$$\sigma_o = \frac{6\,066\,303}{89\,601,5}$$

$$\sigma_o = 67,7 \text{ MPa}$$

**Výpočet kritického průřezu:**

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (4.24)$$

$$S = \frac{\pi \cdot 97^2}{4}$$

$$S = 7\,389,8 \text{ mm}^2$$

**Výpočet napětí od smykových sil:**

$$\tau_s = \frac{R_A}{S} \quad (4.25)$$

$$\tau_s = \frac{24\,265,2}{7\,389,8}$$

$$\tau_s = 3,28 \text{ MPa}$$

**Průřezový modul v krutu:**

$$W_k = \frac{\pi \cdot D^3}{16} \quad (4.26)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot 97^3}{16}$$

$$W_k = 179\,202,9 \text{ mm}^3$$

**Napětí v krutu:**

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad (4.27)$$

$$\tau_k = \frac{100}{179\,202,9}$$

$$\tau_k = 5,58 \cdot 10^{-4} \text{ MPa}$$

**Redukované napětí:**

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_o \cdot \alpha_\sigma)^2 + 3 \cdot (\tau_k \cdot \alpha_\tau + \tau_s \cdot \alpha_\tau)^2} \quad (4.28)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(67,7 \cdot 1,47)^2 + 3 \cdot (5,58 \cdot 10^{-4} \cdot 1,2 + 3,28 \cdot 1,2)^2}$$

$$\sigma_{red} = 99,8 \text{ MPa}$$

**Statická bezpečnost:**

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}} \quad (4.29)$$

$$k_s = \frac{275}{99,8}$$

$$k_s = 2,75 \text{ —}$$

$$k_s > k_D$$

Podle předešlého postupu jsem vypočítal statickou bezpečnost ve všech kritických místech a pro všechny použité čepy. Délky a Průměry jednotlivých čepů jsou navrženy a pevnostně spočítány pro různé pracovní podmínky stroje. U všech čepů statická bezpečnost vyhovuje a nepřekračuje dovolenou hodnotu. Podle zavedených standardů firmy je dovolená bezpečnost zvolena  $k_D = 1,5$  [-]. Čepy válců jsou navrženy pro každou délkovou variantu válce. Kontrolu statické bezpečnosti čepu jsem provedl pro každou variantu délky válce. Výsledky statické kontroly jednotlivých variant čepů jsou v následujících tabulkách.

Tabulka 3- Výsledky statické kontroly čepu, pro délku válce 2000 [mm].

Kritické místo	$R_A$ [N]	$D_i$ [mm]	$L_i$ [mm]	$S_i$ [mm <sup>2</sup> ]	$M_o$ [N·mm]	$W_o$ [mm <sup>3</sup> ]	$\sigma_o$ [MPa]	$\tau_s$ [MPa]	$W_k$ [mm <sup>3</sup> ]	$\tau_k$ [MPa]	$\alpha_\sigma$ [-]	$\alpha_\tau$ [-]	$\sigma_{red}$ [MPa]	$k_s$ [-]
1	24 265,2	67	33	3 525,7	800 752	29 527,3	27,1	6,9	59 054,7	0,00169	1,92	1,56	55,3	4,97
2	24 265,2	72	82	4 071,5	1 989 747	36 643,5	54,3	6,0	73 287,1	0,00136	2,12	1,64	116,4	2,36
3	24 265,2	97	250	7 389,8	6 066 303	89 601,5	67,7	3,3	179 202,9	0,00056	1,47	1,20	99,8	2,76

Tabulka 4- Výsledky statické kontroly čepu, pro délku válce 2500 [mm].

Kritické místo	$R_A$ [N]	$D_i$ [mm]	$L_i$ [mm]	$S_i$ [mm <sup>2</sup> ]	$M_o$ [N·mm]	$W_o$ [mm <sup>3</sup> ]	$\sigma_o$ [MPa]	$\tau_s$ [MPa]	$W_k$ [mm <sup>3</sup> ]	$\tau_k$ [MPa]	$\alpha_\sigma$ [-]	$\alpha_\tau$ [-]	$\sigma_{red}$ [MPa]	$k_s$ [-]
1	29 908,3	77	37,5	4 656,6	1 121 561	44 820,0	25,0	6,4	89 640,0	0,00112	1,92	1,51	50,9	5,40
2	29 908,3	82	86,5	5 281,0	2 587 066	54 130,4	47,8	5,7	108 260,9	0,00092	1,70	1,24	82,2	3,35
3	29 908,3	113	250	10 028,7	7 477 070	141 656,1	52,8	3,0	283 312,2	0,00035	1,37	1,12	72,5	3,79

Tabulka 5- Výsledky statické kontroly čepu, pro délku válce 3000 [mm].

Kritické místo	$R_A$ [N]	$D_i$ [mm]	$L_i$ [mm]	$S_i$ [mm <sup>2</sup> ]	$M_o$ [N·mm]	$W_o$ [mm <sup>3</sup> ]	$\sigma_o$ [MPa]	$\tau_s$ [MPa]	$W_k$ [mm <sup>3</sup> ]	$\tau_k$ [MPa]	$\alpha_\sigma$ [-]	$\alpha_\tau$ [-]	$\sigma_{red}$ [MPa]	$k_s$ [-]
1	37 002,6	77	37,5	4 656,6	1 387 597	44 820,0	31,0	7,9	89 640,0	0,00112	1,92	1,51	63,0	4,37
2	37 002,6	82	86,5	5 281,0	3 200 723	54 130,4	59,1	7,0	108 260,9	0,00092	1,70	1,24	101,6	2,71
3	37 002,6	113	250	10 028,7	9 250 645	141 656,1	65,3	3,7	283 312,2	0,00035	1,37	1,12	89,8	3,06



Tabulka 6- Výsledky statické kontroly čepu, pro délku válce 3500 [mm].

Kritické místo	$R_A$ [N]	$D_i$ [mm]	$L_i$ [mm]	$S_i$ [mm <sup>2</sup> ]	$M_o$ [N·mm]	$W_o$ [mm <sup>3</sup> ]	$\sigma_o$ [MPa]	$\tau_s$ [MPa]	$W_k$ [mm <sup>3</sup> ]	$\tau_k$ [MPa]	$\alpha_\sigma$ [-]	$\alpha_\tau$ [-]	$\sigma_{red}$ [MPa]	$k_s$ [-]
1	42 876,0	87	39	5 944,7	1 672 164	64 648,4	25,9	7,2	129 296,8	0,00077	1,92	1,51	53,1	5,18
2	42 876,0	92	88	6 647,6	3 773 089	76 447,5	49,4	6,4	152 895,0	0,00065	1,70	1,24	85,0	3,23
3	42 876,0	123	250	11 882,3	10 719 003	182 690,2	58,7	3,6	365 380,4	0,00027	1,37	1,12	80,7	3,41

Tabulka 7- Výsledky statické kontroly čepu, pro délku válce 4000 [mm].

Kritické místo	$R_A$ [N]	$D_i$ [mm]	$L_i$ [mm]	$S_i$ [mm <sup>2</sup> ]	$M_o$ [N·mm]	$W_o$ [mm <sup>3</sup> ]	$\sigma_o$ [MPa]	$\tau_s$ [MPa]	$W_k$ [mm <sup>3</sup> ]	$\tau_k$ [MPa]	$\alpha_\sigma$ [-]	$\alpha_\tau$ [-]	$\sigma_{red}$ [MPa]	$k_s$ [-]
1	49 561,9	87	39	5 944,7	1 932 914	64 648,4	29,9	8,3	129 296,8	0,00077	1,92	1,51	61,4	4,48
2	49 561,9	92	88	6 647,6	4 361 446	76 447,5	57,1	7,5	152 895,0	0,00065	1,70	1,24	98,3	2,80
3	49 561,9	123	250	11 882,3	12 390 473	182 690,2	67,8	4,2	365 380,4	0,00027	1,37	1,12	93,3	2,95

Tabulka 8- Výsledky statické kontroly čepu, pro délku válce 4500 [mm].

Kritické místo	$R_A$ [N]	$D_i$ [mm]	$L_i$ [mm]	$S_i$ [mm <sup>2</sup> ]	$M_o$ [N·mm]	$W_o$ [mm <sup>3</sup> ]	$\sigma_o$ [MPa]	$\tau_s$ [MPa]	$W_k$ [mm <sup>3</sup> ]	$\tau_k$ [MPa]	$\alpha_\sigma$ [-]	$\alpha_\tau$ [-]	$\sigma_{red}$ [MPa]	$k_s$ [-]
1	55 533,2	93	41	6 792,9	2 276 861	78 967,6	28,8	8,2	157 935,1	0,00063	1,92	1,51	59,3	4,63
2	55 533,2	97	90	7 389,8	4 997 988	89 601,5	55,8	7,5	179 202,9	0,00056	1,70	1,24	96,2	2,86
3	55 533,2	128	250	12 868,0	13 883 300	205 887,4	67,4	4,3	411 774,8	0,00024	1,37	1,12	92,8	2,96

Tabulka 9- Výsledky statické kontroly čepu, pro délku válce 5000 [mm].

Kritické místo	$R_A$ [N]	$D_i$ [mm]	$L_i$ [mm]	$S_i$ [mm <sup>2</sup> ]	$M_o$ [N·mm]	$W_o$ [mm <sup>3</sup> ]	$\sigma_o$ [MPa]	$\tau_s$ [MPa]	$W_k$ [mm <sup>3</sup> ]	$\tau_k$ [MPa]	$\alpha_\sigma$ [-]	$\alpha_\tau$ [-]	$\sigma_{red}$ [MPa]	$k_s$ [-]
1	67 340,6	98	42,5	7 543,0	2 861 976	92 401,3	31,0	8,9	184 802,6	0,00054	1,92	1,51	63,9	4,30
2	67 340,6	102	91,5	8 171,3	6 161 665	104 183,9	59,1	8,2	208 367,7	0,00048	1,70	1,24	102,1	2,69
3	67 340,6	136	250	14 526,7	16 835 150	246 954,3	68,2	4,6	493 908,6	0,00020	1,37	1,12	93,8	2,93

Tabulka 10- Výsledky statické kontroly čepu, pro délku válce 5500 [mm].

Kritické místo	$R_A$ [N]	$D_i$ [mm]	$L_i$ [mm]	$S_i$ [mm <sup>2</sup> ]	$M_o$ [N·mm]	$W_o$ [mm <sup>3</sup> ]	$\sigma_o$ [MPa]	$\tau_s$ [MPa]	$W_k$ [mm <sup>3</sup> ]	$\tau_k$ [MPa]	$\alpha_\sigma$ [-]	$\alpha_\tau$ [-]	$\sigma_{red}$ [MPa]	$k_s$ [-]
1	73 878,5	102	45,5	8 171,3	3 361 473	104 183,9	32,3	9,0	208 367,7	0,00048	1,92	1,51	66,3	4,15
2	73 878,5	107	94,5	8 992,0	6 981 520	120 268,3	58,0	8,2	240 536,6	0,00042	1,70	1,24	100,2	2,74
3	73 878,5	145	250	16 513,0	18 469 630	299 298,1	61,7	4,5	598 596,1	0,00017	1,37	1,12	85,0	3,24

Tabulka 11- Výsledky statické kontroly čepu, pro délku válce 6000 [mm].

Kritické místo	$R_A$ [N]	$D_i$ [mm]	$L_i$ [mm]	$S_i$ [mm <sup>2</sup> ]	$M_o$ [N·mm]	$W_o$ [mm <sup>3</sup> ]	$\sigma_o$ [MPa]	$\tau_s$ [MPa]	$W_k$ [mm <sup>3</sup> ]	$\tau_k$ [MPa]	$\alpha_\sigma$ [-]	$\alpha_\tau$ [-]	$\sigma_{red}$ [MPa]	$k_s$ [-]
1	80 416,5	102	45,5	8 171,3	3 658 948	104 183,9	35,1	9,8	208 367,7	0,00048	1,92	1,51	72,2	3,81
2	80 416,5	107	94,5	8 992,0	7 599 355	120 268,3	63,2	8,9	240 536,6	0,00042	1,70	1,24	109,1	2,52
3	80 416,5	145	250	16 513,0	20 104 113	299 298,1	67,2	4,9	598 596,1	0,00017	1,37	1,12	92,5	2,97

#### 4.4 Únavová kontrola namáhaného čepu

Pro všechna kritická místa jsem následně provedl kontrolu na únavu a výsledky dynamické bezpečnosti jsem uvedl do tabulky. Kontrolu dynamické bezpečnosti jsem provedl pro všechny čepy navržených typů válců.

Následující postup výpočtu je proveden pro kritické místo č. 3. V tomto místě jsem zvolil součinitel velikosti součásti  $\epsilon_v = 0,74$  [-] a součinitel jakosti povrchu  $\eta_p = 0,88$  [-] dle [-]. Součinitel vrubu  $\beta$  jsem zvolil podle Heywooda, který zahrnuje vliv gradientu napětí pomocí konstanty  $a'$ . Pro kruhovou tyč s daným tvarem vrubu konstanta je vyjádřena vztahem  $a' = (140/R_m)^2$ . Poloměr vrubu  $\rho = 10$  [mm]. Součinitelé a výpočtové vztahy jsou voleny dle [6].

**Součinitel vrubu podle Heywooda:**

$$\beta = \frac{\alpha}{1 + 2 \cdot \frac{\alpha - 1}{\alpha} \cdot \sqrt{\frac{a'}{\rho}}} \quad (4.30)$$

$$\beta = \frac{1,47}{1 + 2 \cdot \frac{1,47 - 1}{1,47} \cdot \sqrt{\frac{0,093}{10}}}$$

$$\beta = 1,385 \quad -$$

**Výpočet konstanty gradientu napětí:**

$$a' = \left(\frac{140}{R_m}\right)^2 \quad (4.31)$$

$$a' = \left(\frac{140}{460}\right)^2$$

$$a' = 0,093 \quad -$$

**Stanovení přibližné meze únavy:**

$$\sigma_c = 0,49 \cdot Rm \quad (4.32)$$

$$\sigma_c = 0,49 \cdot 460$$

$$\sigma_c = 225,4 \text{ MPa}$$

**Únavová mez pevnosti v kritickém místě:**

$$\sigma_{c0}^* = \frac{\sigma_c \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} \quad (4.33)$$

$$\sigma_{c0}^* = \frac{225,4 \cdot 0,74 \cdot 0,88}{1,385}$$

$$\sigma_{c0}^* = 106 \text{ MPa}$$

**Dynamická bezpečnost v ohybu:**

$$\eta_\sigma = \frac{\sigma_{c0}^*}{\sigma_o} \quad (4.34)$$

$$\eta_\sigma = \frac{106}{67,7}$$

$$\eta_\sigma = 1,56 \text{ —}$$

Dynamická bezpečnost v ohybu je vyšší než stanovená dovolená bezpečnost. Podmínka byla splněna. Všechny varianty čepů jsou navrhnuty tak, aby dynamická bezpečnost v ohybu byla vyšší než stanovená dovolená bezpečnost. V následujících tabulkách jsou výsledky dynamické bezpečnosti v ohybu pro jednotlivé varianty čepů. Dynamickou bezpečnost jsem stanovil pro všechna kritická místa čepu.

Tabulka 12- Výsledky dynamické bezpečnosti čepu, pro délku válce 2000 [mm]

Kritické místo	$\beta$ [-]	$a'$ [-]	$\sigma_c$ [MPa]	$\sigma_{co}^*$ [MPa]	$\eta_\sigma$ [-]
1	1,575	0,0521	225,4	99,5	3,67
2	1,031	0,0926	225,4	146,2	2,69
3	1,385	0,0926	225,4	106,0	1,57

Tabulka 13- Výsledky dynamické bezpečnosti čepu, pro délku válce 2500 [mm]

Kritické místo	$\beta$ [-]	$a'$ [-]	$\sigma_c$ [MPa]	$\sigma_{co}^*$ [MPa]	$\eta_\sigma$ [-]
1	1,575	0,0521	225,4	99,5	3,97
2	0,932	0,0926	225,4	161,7	3,38
3	1,302	0,0926	225,4	112,7	2,14

Tabulka 14- Výsledky dynamické bezpečnosti čepu, pro délku válce 3000 [mm]

Kritické místo	$\beta$ [-]	$a'$ [-]	$\sigma_c$ [MPa]	$\sigma_{co}^*$ [MPa]	$\eta_\sigma$ [-]
1	1,575	0,0521	225,4	99,5	3,21
2	0,932	0,0926	225,4	161,7	2,73
3	1,302	0,0926	225,4	112,7	1,73

Tabulka 15- Výsledky dynamické bezpečnosti čepu, pro délku válce 3500 [mm]

Kritické místo	$\beta$ [-]	$a'$ [-]	$\sigma_c$ [MPa]	$\sigma_{co}^*$ [MPa]	$\eta_\sigma$ [-]
1	1,575	0,0521	225,4	99,5	3,85
2	0,932	0,0926	225,4	161,7	3,28
3	1,302	0,0926	225,4	112,7	1,92

Tabulka 16- Výsledky dynamické bezpečnosti čepu, pro délku válce 4000 [mm]

Kritické místo	$\beta$ [-]	$a'$ [-]	$\sigma_c$ [MPa]	$\sigma_{co}^*$ [MPa]	$\eta_\sigma$ [-]
1	1,575	0,0521	225,4	99,5	3,33
2	0,932	0,0926	225,4	161,7	2,83
3	1,302	0,0926	225,4	112,7	1,66

Tabulka 17- Výsledky dynamické bezpečnosti čepu, pro délku válce 4500 [mm]

Kritické místo	$\beta$ [-]	$a'$ [-]	$\sigma_c$ [MPa]	$\sigma_{co}^*$ [MPa]	$\eta_\sigma$ [-]
1	1,575	0,0521	225,4	99,5	3,45
2	0,932	0,0926	225,4	161,7	2,90
3	1,302	0,0926	225,4	112,7	1,67

Tabulka 18- Výsledky dynamické bezpečnosti čepu, pro délku válce 5000 [mm]

Kritické místo	$\beta$ [-]	$a'$ [-]	$\sigma_c$ [MPa]	$\sigma_{co}^*$ [MPa]	$\eta_\sigma$ [-]
1	1,575	0,0521	225,4	99,5	3,21
2	0,932	0,0926	225,4	161,7	2,73
3	1,302	0,0926	225,4	112,7	1,65

Tabulka 19- Výsledky dynamické bezpečnosti čepu, pro délku válce 5500 [mm]

Kritické místo	$\beta$ [-]	$a'$ [-]	$\sigma_c$ [MPa]	$\sigma_{co}^*$ [MPa]	$\eta_\sigma$ [-]
1	1,575	0,0521	225,4	99,5	3,08
2	0,932	0,0926	225,4	161,7	2,79
3	1,302	0,0926	225,4	112,7	1,83

Tabulka 20- Výsledky dynamické bezpečnosti čepu, pro délku válce 6000 [mm]

Kritické místo	$\beta$ [-]	$a'$ [-]	$\sigma_c$ [MPa]	$\sigma_{co}^*$ [MPa]	$\eta_\sigma$ [-]
1	1,575	0,0521	225,4	99,5	2,83
2	0,932	0,0926	225,4	161,7	2,56
3	1,385	0,0926	225,4	106,0	1,58

## 4.5 Kontrola navržených ložisek

Vodící válec v síťové části stroje je uložen ve dvou dvouřadých soudečkových naklápěcích ložiscích, které se nasazují na kuželový čep. Valivá ložiska jsou umístěny v ložiskovém tělese, které je upevněno v kulovém uložení v rámu stroje. Naklápěcí ložiska jsou zvolena kvůli vyrovnaní průhybů válce.

Na valivá ložiska působí především radiální síla odvozená od tahu v nekonečném sítu plstěnce a také síla od hmotnosti válce. Při rozběhu papírenského stroje dochází k zahřívání rotujících částí na provozní teplotu a vzniká nepatrná axiální síla, která působí na ložisko. Axiální síla  $F_a$  může působit na ložisko při rozběhu stroje, proto je volena jako 10% z radiální síly  $\rightarrow F_a = 2484 \text{ [N]}$ .

Návrh ložisek jsem přizpůsobil velikosti navržených čepů. Ložiska jsem zvolil podle nejhorší varianty, která by mohla nastat a to podle rychlosti stroje  $v_s = 1500 \text{ [m/min]}$ . Zároveň při takové rychlosti stroje jsou voleny vždy největší průměry válců a tím pádem je na ložiskách největší radiální síla.

Kontrolovaná ložiska jsou používána v papírenských strojích s nepřetržitým provozem. Z tohoto důvodu je stanovena minimální požadovaná životnost ložiska  $L_{\min} = 100\,000 \text{ [hodin]}$ .

Kontrola životnosti ložisek byla provedena pro všechny délkové varianty válců. Výsledky základní životnosti ložisek jsou uvedeny v tabulce 21. Následující postup výpočtu je proveden pro ložisko SKF 22313 EK. Dynamická únosnost ložiska  $C = 340\,000 \text{ [N]}$ .

### Radiální dynamické ekvivalentní zatížení:

Koeficienty pro výpočet jsou  $X = 1 \text{ [-]}$  a  $Y = 0 \text{ [-]}$ , voleny dle [4].

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (4.35)$$

$$P = 1 \cdot 24\,849,8 + 0 \cdot 2\,485$$

$$P = 24\,849,8 \text{ N}$$

**Základní trvanlivost v mil. otáčkách:**

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \quad (4.36)$$

$$L_{10} = \left(\frac{340\,000}{24\,849,8}\right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L_{10} = 6\,126 \text{ mil. ot.}$$

**Otáčky ložiska pro rychlost stroje 1500 [m/min]:**

$$n = \frac{60 \cdot \omega}{2 \cdot \pi} \quad (4.37)$$

$$n = \frac{60 \cdot 61,576}{2 \cdot \pi}$$

$$n = 588 \text{ min}^{-1}$$

$$\omega = \frac{1\,000 \cdot v_s}{60 \cdot D_k} \quad (4.38)$$

$$\omega = \frac{1\,000 \cdot 1\,500}{60 \cdot 406}$$

$$\omega = 61,576 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

**Základní trvanlivost v hodinách:**

$$L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{1\,000\,000}{n \cdot 60} \quad (4.39)$$

$$L_{10h} = 6\,126 \cdot \frac{1\,000\,000}{588 \cdot 60}$$

$$L_{10h} = 173\,638 \text{ hodin}$$



Vypočítaná základní trvanlivost je vyšší než požadovaná. Použité ložisko SKF 22313 EK vyhovuje. Použitá ložiska a výsledky základních trvanlivostí ostatních použitých ložisek jsou uvedeny v tabulce 21.

#### 4.5.1 Trvanlivost dle SKF

Základní trvanlivost moderních ložisek se může výrazně lišit od provozní trvanlivosti v dané aplikaci. Provozní trvanlivost závisí na mnoha faktorech, které výpočet dle SKF zohledňuje.

Do výpočtu dle SKF zahrnujeme součinitel spolehlivosti  $a_1$  [-]. Tento součinitel volím se spolehlivostí 99%, součinitel  $a_1=0,21$  [-] (voleno z tabulky 1 [7]). Další součinitel, který je potřebný pro výpočet je součinitel teorie trvanlivosti podle SKF-  $a_{skf}$  [-]. K volbě tohoto součinitele je potřeba poměr mezního únavového zatížení a skutečného zatížení  $\eta_c = \frac{P_u}{P}$  [-] a také je potřeba viskózní poměr  $\kappa = \frac{v}{v_1}$  [-]. Pro ložisko SKF 22313 EK je mezní únavové zatížení  $P_u=38\ 000$  [N]. Ze zvolených a vypočtených součinitelů ( $\kappa=1$  [-],  $\eta_c=1,529$  [-]) jsem stanovil součinitel  $a_{SKF}= 7,5$  [-]. Všechny potřebné součinitele jsem zvolil dle [7].

**Trvanlivost dle SKF v mil. otáčkách:**

$$L_{1m} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \quad (4.40)$$

$$L_{1m} = 0,21 \cdot 7,5 \cdot \left(\frac{340\ 000}{24\ 849,8}\right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L_{1m} = 9\ 648,6 \text{ mil. ot.}$$

**Trvanlivost dle SKF v hodinách:**

$$L_{1mh} = L_{1m} \cdot \frac{1\,000\,000}{n \cdot 60} \quad (4.41)$$

$$L_{1mh} = 9\,648,6 \cdot \frac{1\,000\,000}{588 \cdot 60}$$

$$L_{1mh} = 273\,485 \text{ hodin}$$

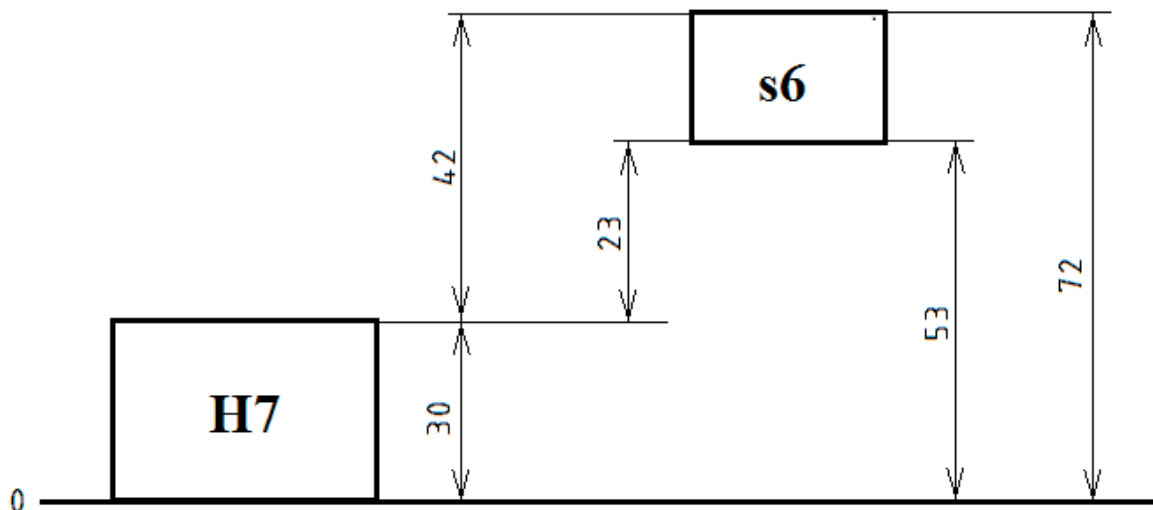
Jelikož výpočet dle SKF zohledňuje vliv maziva, které prodlužuje životnost ložiska, tak nám vyšla životnost cca o 1,5 krát vyšší než základní životnost. Z výsledku můžeme konstatovat, že navržená ložiska vydrží požadovanou životnost  $L_{\min} = 100\,000$  [hodin]. Výsledky trvanlivosti v hod. dle SKF jsou pro jednotlivé válce uvedeny v tabulce 21.

Tabulka 21- Použitá ložiska a výsledky základních trvanlivostí a trvanlivostí dle SKF.

Délka síta [mm]	φ čepu pod ložiskem [mm]	Zvolené ložisko	Základní trvanlivost $L_{10h}$ [hodin]	Trvanlivost v hod. dle SKF $L_{1mh}$ [hodin]
2 000	65	Ložisko SKF 22313 EK	173 635	273 485
2 500	65	Ložisko SKF 22313 EK	93 631	147 472
3 000	70	Ložisko SKF 22314 EK	94 574	148 964
3 500	85	Ložisko SKF 22317 EK	167 304	263 521
4 000	85	Ložisko SKF 22317 EK	114 064	179 650
4 500	90	Ložisko SKF 22318 EK	110 245	173 635
5 000	95	Ložisko SKF 22319 EK	96 126	151 392
5 500	100	Ložisko SKF 22320 EK	135 617	213 586
6 000	100	Ložisko SKF 22320EK	102 225	160 997

## 4.6 Pevnostní kontrola lisovaného spoje

Navržený nalisovaný spoj je v soustavě jednotné díry H7/s6. Toto uložení je navrženo pro všechny nalisované průměry. Na obrázku 13 je znázorněna a zakótována poloha tolerančních polí. Výpočtové vztahy jsou voleny dle [1].



Obr. 13- Poloha tolerančních polí H7/s6.

### 4.6.1 Kontrola nalisovaného spoje čelo - čep

**Požadovaný svěrný moment:**

$$M_p = k \cdot M_k \quad (4.42)$$

$$M_p = 1,5 \cdot 100$$

$$M_p = 150 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

**Potřebný tlak:**

$$p = \frac{2 \cdot M_p}{\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot f} \quad (4.43)$$

$$p = \frac{2 \cdot 150}{\pi \cdot 120^2 \cdot 57 \cdot 0,1}$$

$$p = 1,16 \cdot 10^{-3} \text{ MPa}$$

**Konstanta tlakového spojení:**

$$C = \frac{\left(\frac{D}{d}\right)^2 + 1}{\left(\frac{D}{d}\right)^2 - 1} \quad (4.44)$$

$$C = \frac{\left(\frac{284}{120}\right)^2 + 1}{\left(\frac{284}{120}\right)^2 - 1}$$

$$C = 1,43 \text{ —}$$

**Maximální tlak ve spoji:**

$$p_{max} = \frac{\Delta d_{max} \cdot E_l}{d \cdot (C + 1)} \quad (4.45)$$

$$p_{max} = \frac{0,072 \cdot 1 \cdot 10^5}{120 \cdot (1,43 + 1)}$$

$$p_{max} = 24,7 \text{ MPa}$$

**Minimální tlak ve spoji:**

$$p_{min} = \frac{\Delta d_{min} \cdot E_l}{d \cdot (C + 1)} \quad (4.46)$$

$$p_{min} = \frac{0,023 \cdot 1 \cdot 10^5}{120 \cdot (1,43 + 1)}$$

$$p_{min} = 7,89 \text{ MPa}$$

$$p_{min} > p \rightarrow \text{Podmínka splněna}$$

**Kontrola dovoleného napětí ve spoji:**

Kontrola je provedena k mezi kluzu. Mez kluzu pro šedou litinu 42 2420 je  $Re = 230 \text{ [MPa]}$ .

$$p_{max} \cdot (C + 1) \leq \frac{Re}{k} \quad (4.47)$$

$$p_{max} \cdot (C + 1) \cdot k \leq Re$$

$$24,7 \cdot (1,43 + 1) \cdot 1,5 \leq Re$$

$$90,1 \text{ MPa} \leq 230 \text{ MPa} \rightarrow \text{Podmínka splněna}$$

Pro dané uložení jsem provedl pevnostní kontrolu a kontrolu požadovaného tlaku. Obě dvě podmínky byly splněny. Tlak ve spoji nepřekročil dovolenou hodnotu. Minimální tlak, který může ve spoji nastat, je větší jak vypočtený potřebný tlak  $P_{min} > p$ .

#### 4.6.2 Kontrola nalisovaného spoje čelo - trubka

**Potřebný tlak:**

$$p = \frac{2 \cdot M_p}{\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot f} \quad (4.43)$$

$$p = \frac{2 \cdot 150}{\pi \cdot 284^2 \cdot 142 \cdot 0,1}$$

$$p = 8,34 \cdot 10^{-5} \text{ MPa}$$

**Konstanta tlakového spojení:**

$$C = \frac{\left(\frac{D}{d}\right)^2 + 1}{\left(\frac{D}{d}\right)^2 - 1} \quad (4.44)$$

$$C = \frac{\left(\frac{322}{284}\right)^2 + 1}{\left(\frac{322}{284}\right)^2 - 1}$$

$$C = 8,01 \text{ —}$$

**Maximální tlak ve spoji:**

$$p_{max} = \frac{\Delta d_{max} \cdot E_l}{d \cdot (C + 1)} \quad (4.45)$$

$$p_{max} = \frac{0,072 \cdot 1 \cdot 10^5}{284 \cdot (8,01 + 1)}$$

$$p_{max} = 2,81 \text{ MPa}$$

**Minimální tlak ve spoji:**

$$p_{min} = \frac{\Delta d_{min} \cdot E_l}{d \cdot (C + 1)} \quad (4.46)$$

$$p_{min} = \frac{0,023 \cdot 1 \cdot 10^5}{284 \cdot (8,01 + 1)}$$

$$p_{min} = 0,899 \text{ MPa}$$

$$p_{min} > p \rightarrow \text{Podmínka splněna}$$

**Kontrola dovoleného napětí ve spoji:**

Kontrola je provedena k mezi kluzu. Mez kluzu pro šedou litinu 42 2420 je  $Re = 230 \text{ [MPa]}$ .

$$p_{max} \cdot (C + 1) \leq \frac{Re}{k} \quad (4.47)$$

$$p_{max} \cdot (C + 1) \cdot k \leq Re$$

$$2,81 \cdot (8,01 + 1) \cdot 1,5 \leq Re$$

$$38 \text{ MPa} \leq 230 \text{ MPa} \rightarrow \text{Podmínka splněna}$$

Pro dané uložení jsem provedl pevnostní kontrolu a kontrolu požadovaného tlaku. Obě dvě podmínky byly splněny. Tlak ve spoji nepřekročil dovolenou hodnotu. Minimální tlak, který může ve spoji nastat, je větší jak vypočtený potřebný tlak  $P_{min} > p$ .

## 4.7 Výstup výpočtové zprávy

Ve výpočtové zprávě můžete vidět metodický postup návrhu válce. Všechny délkové a průměrové varianty válců byly navrženy podle výpočtové zprávy. Mým hlavním výstupem je rozměrová tabulka válců (Příloha 1: Výsledná tabulka), ve které se nachází rozměrové řady válců a jejich provozní podmínky. Dále v tabulce můžeme najít průměry trubek a jejich tloušťky, které byly použity pro jednotlivé varianty válců. Tabulka také obsahuje použitá ložiska, která budou použita pro uložení válce. Spolu s ložisky jsou uvedeny v tabulce navržené průměry čepů pod ložiskem.

Výsledná tabulka bude sloužit jako podklad pro cenovou nabídku zákazníkům a také pro urychlení a usnadnění výpočtu cen zakázek.

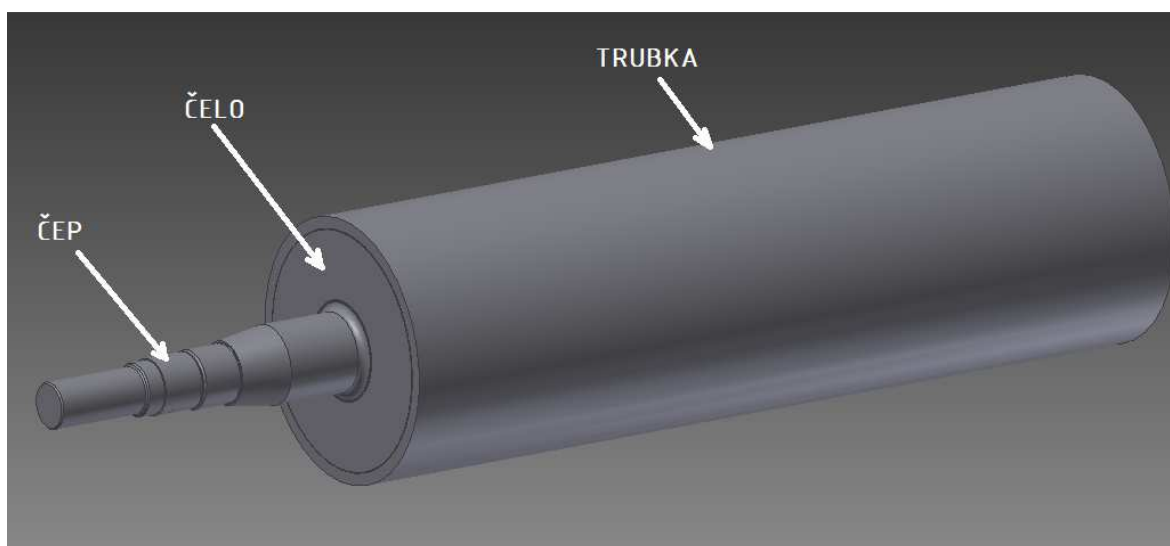


## 5 Pevnostní analýza válce pomocí MKP

V rámci diplomové práce jsem provedl statickou analýzu navrženého válce, pomocí pevnostní analýzy programů Autodesk Inventor Professional.

Hlavním cílem bylo zjistit v jakých místech je čep válce nejvíce namáhán a jaký vznikne mezi ložisky průhyb. Dále budou výsledky pevnostní analýzy porovnány s výsledky výpočtu analytickou metodou.

Vodící válec je složen ze tří částí: pláště válce (trubky), čelo válce a čep. Všechny tři části jsou do sebe zalisovány. Vodící válec je osově symetrický, tak jsem nadále pracoval jen s jednou polovinou válce. Rozpůlení válce bylo také provedeno kvůli vhodnému zadání okrajových podmínek. Na obrázku 14 můžeme vidět rozpůlený válec, který se skládá z pláště, čela a čepu.



Obr. 14- Rozpůlený válec podle osy souměrnosti.

## Obecné cíle a nastavení statické analýzy

Tabulka 22- fyzické vlastnosti modelu

Hmotnost $m$ [kg]	250,1
Plocha $S$ [mm <sup>2</sup> ]	2 552 370
Objem $V$ [mm <sup>3</sup> ]	32 556 400
Hustota $\rho$ [g/cm <sup>3</sup> ]	7,85

Tabulka 23- Pokročilá nastavení

Průměrná velikost prvku (zlomek průměru modelu)	0,09
Min. velikost prvku (zlomek prům. velikosti)	0,2
Součinitel zemních těles [-]	1,5
Max. úhel pootočení [°]	60
Vytvořit zakřivené prvky sítě	Ne
Použít pro síť sestavy měření založená na součástech	Ano

Tabulka 24- Materiálové hodnoty pro čep a trubku

Název	Ocel 12 050.1	
Obecné	Měrná hmotnost $m_x$ [g/cm <sup>3</sup> ]	7,85
	Mez kluzu v tahu $R_e$ [MPa]	275
	Mez pevnosti v tahu $R_m$ [MPa]	460
Napětí	Youngův modul $\Upsilon$ [GPa]	210
	Poissonova konstanta $P_k$ [-]	0,3
Tepelné Napětí	Koeficient roztažnosti $\alpha$ [°C <sup>-1</sup> ]	0,000012
	Tepelná vodivost $T_v$ [W/m·K]	56

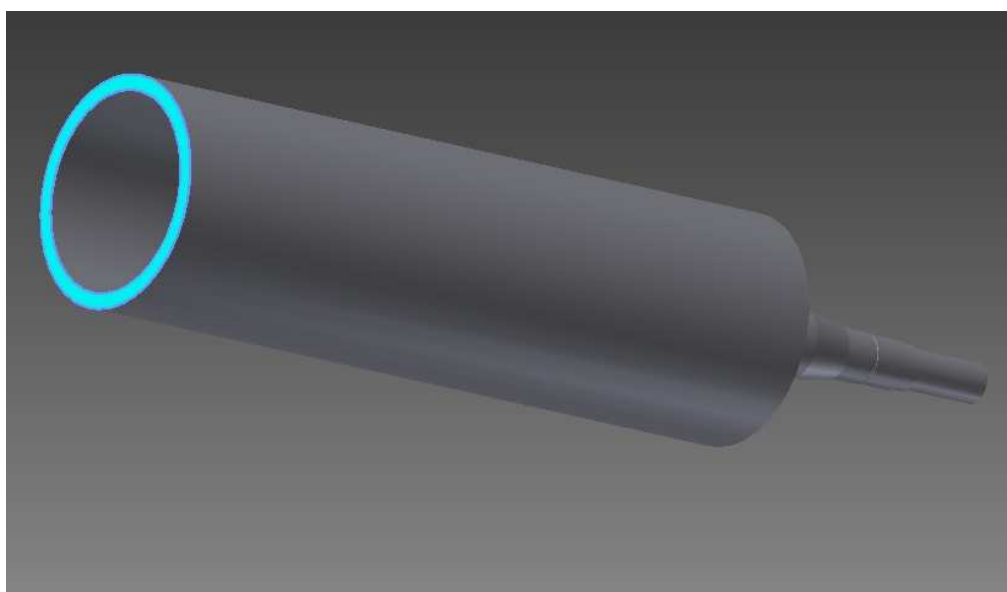
Tabulka 25- Materiálové hodnoty pro čelo

Název	Šedá litina 42 2420	
Obecné	Měrná hmotnost $m_x$ [g/cm <sup>3</sup> ]	7,15
	Mez kluzu v tahu $R_e$ [MPa]	200
	Mez pevnosti v tahu $R_m$ [MPa]	276
Napětí	Youngův modul $\gamma$ [GPa]	90
	Poissonova konstanta $P_k$ [-]	0,3
Tepelné Napětí	Koeficient roztažnosti $\alpha$ [°C <sup>-1</sup> ]	0,000012
	Tepelná vodivost $T_v$ [W/m·K]	50

## 5.1 Okrajové podmínky

### 5.1.1 Vazby

Pevnou vazbu jsem zvolil na plochu řezu válce. Je to místo, kde by měla působit výsledná síla od zatížení válce, ale výslednou sílu jsem nahradil reakční silou v ložisku. Na obrázku 15 je znázorněna plocha pevné vazby. V tabulce 26 je zaznamenaná reakční síla a moment na vazbách.



Obr. 15- Znázornění plochy pro pevnou vazbu.

Tabulka 26- Reakční síla a moment na vazbách.

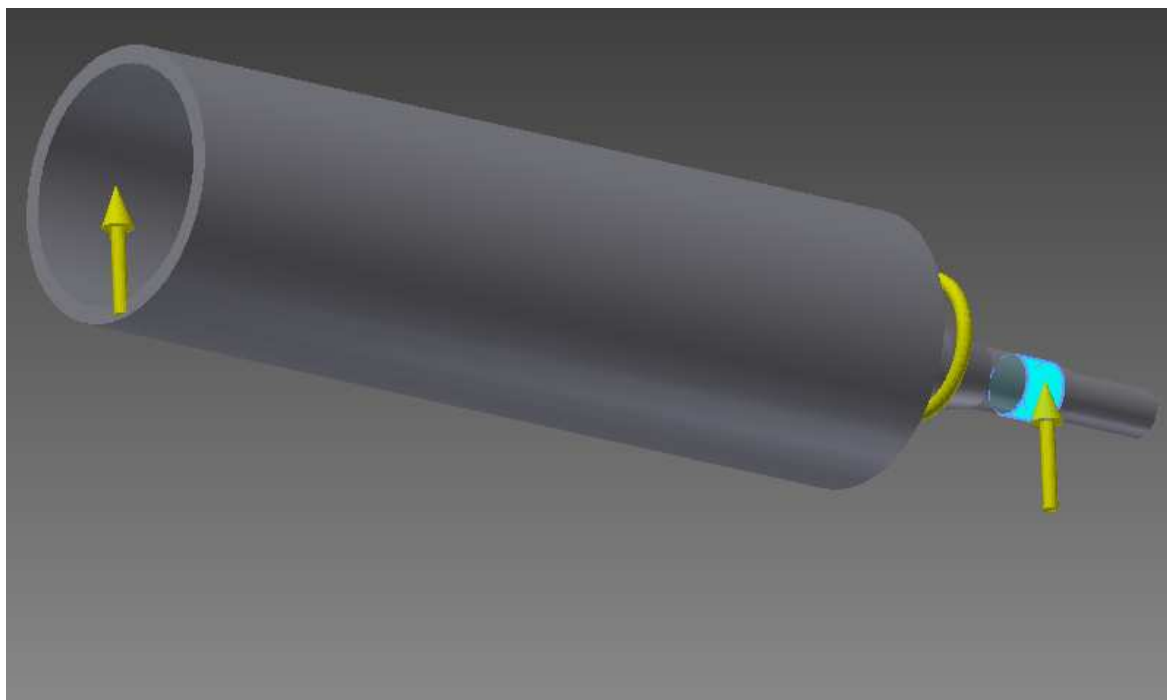
Název vazby	Reakční síla		Reakční moment	
	Velikost	Komponenta (X,Y,Z)	Velikost	Komponenta (X,Y,Z)
<b>Pevná vazba: 1</b>	27 332 [N]	0 [N]	34 289,2 [N·m]	0 [N·m]
		0 [N]		-34 289,2 [N·m]
		-27 332 [N]		0 [N·m]

### 5.1.2 Zatížení

Na válec působí spojitě zatížení vyvolané nekonečným sítím. Od spojitěho zatížení působí výsledná síla uprostřed válce, ale jelikož je vodící válec symetrický, tak výsledná síla byla rozdělena do dvou reakcí v ložiscích. V místě působení výsledné síly byla umístěna pevná vazba. Síla zatěžující ložisko je převzata z předchozích výpočtů a síla je uvedena v tabulce 27. Na obrázku 16 je znázorněno zatížení ložiska a působení gravitační síly.

Tabulka 27- Zatížení ložiska.

Typ zatížení	Síla
Velikost	24 850 [N]
Vektor X	0
Vektor Y	0
Vektor Z	24 850 [N]



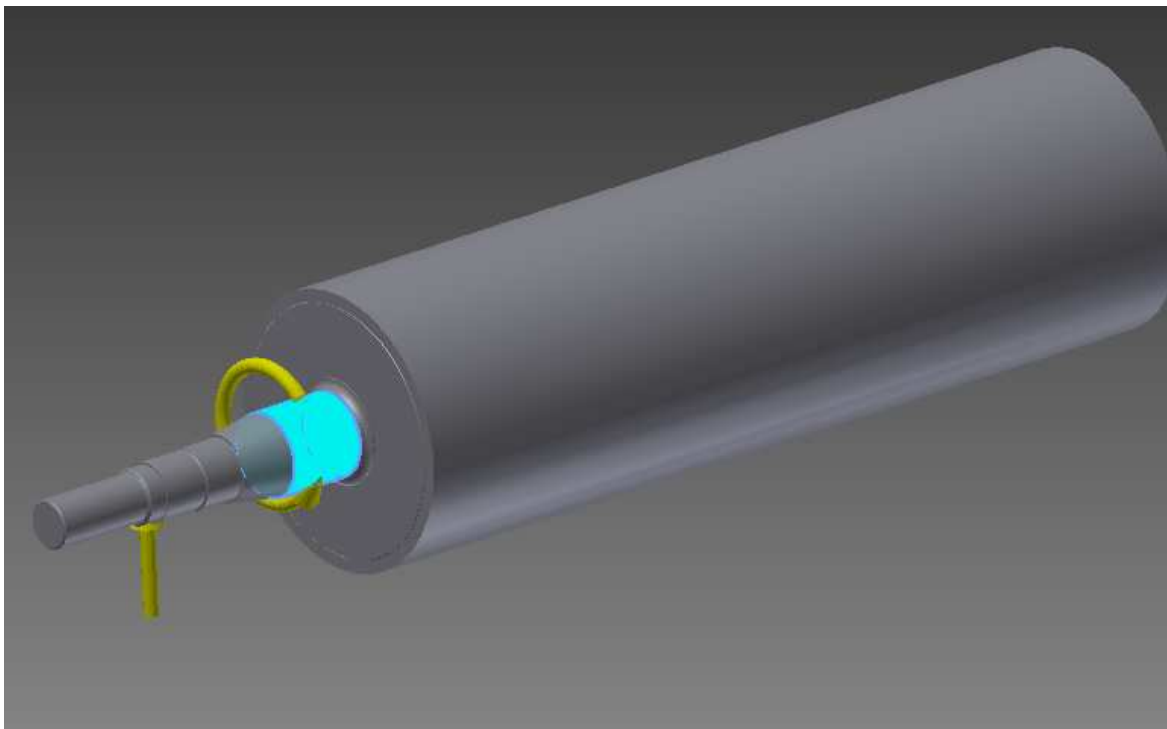
Obr. 16- Znázornění zatížení ložiska a zahrnutí gravitační síly.

Dále jsem do výpočtu zahrnul kroutící moment, který vzniká při rozběhu stroje. Kroutící moment je velmi malý a při ustálení chodu stroje dále nepůsobí. Velikost působícího momentu je uvedena v tabulce 28. Na obrázku 17 můžeme vidět působící moment.

Aby bylo dosaženo skutečného provozního prostředí, je nutné zahrnout do výpočtu působení gravitační síly.

Tabulka 28- Velikost působícího momentu

Typ zatížení	Moment
Velikost	100 [N·mm]
Vektor X	100 [N·mm]
Vektor Y	0



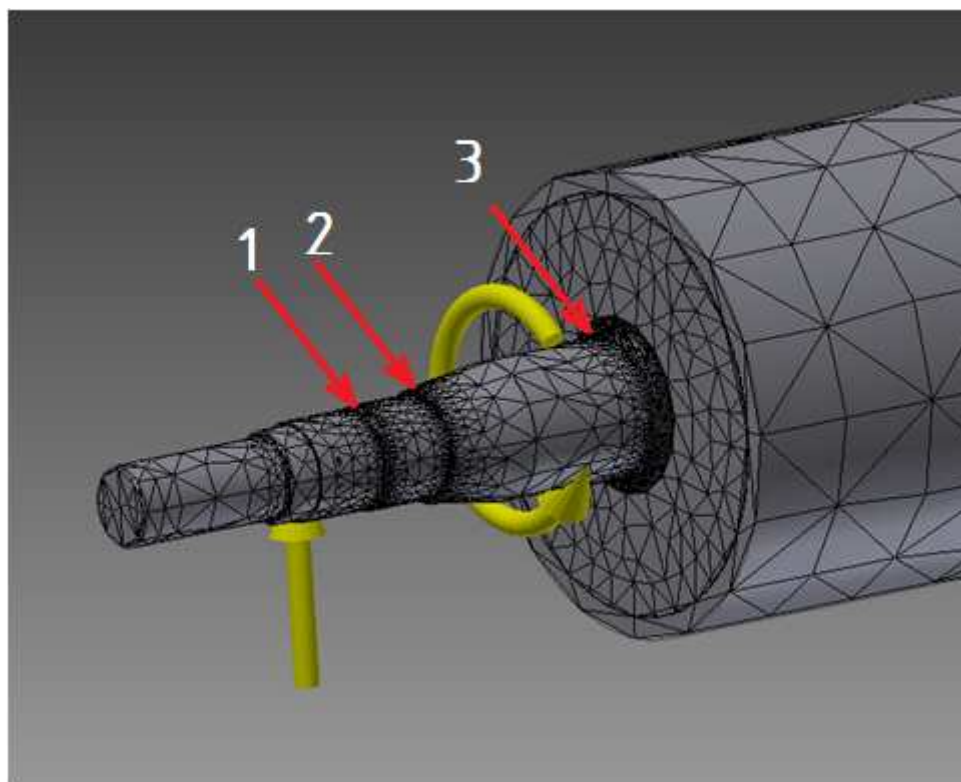
Obr. 17- Znáznornění působícího mentu.

### 5.1.3 Dotyky

Jelikož jsou všechny tři části válce (plášť, čelo, čep) do sebe zalisovány, mají všechny stykové plochy zvolený vázaný dotyk. Celý válec se chová jako jeden díl.

### 5.1.4 Tvorba sítě

Na modelu byla vytvořena síť s velikostí prvku 0,09. Následně v místech největšího napětí byla zhuštěna síť. Zhuštění sítě jsem provedl příkazem řízení místní sítě a velikost prvku byla zvolena 3 mm. Síť byla korigována tak, aby výsledné zatížení co nejvíce odpovídalo skutečnosti. Na obrázku 18 můžeme vidět vykreslení sítě a vyznačení míst, kde byla síť zhuštěna.



Obr. 18- Vykreslení sítě a vyznačené místa se zahuštěnou sítí.

## 5.2 Výsledky

Hlavním cílem bylo zjistit, zda čep válce pevnostně vydrží. Ve výsledcích je také uvedeno posunutí válce.

Použitá metoda je metoda maximálního napětí Von Mises. V podmínkách osových napětí  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ ,  $\sigma_3$ , je napětí Von Mises vyjádřeno:

$$\sigma_{VonMises} = \sqrt{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]/2} \quad (5.1)$$

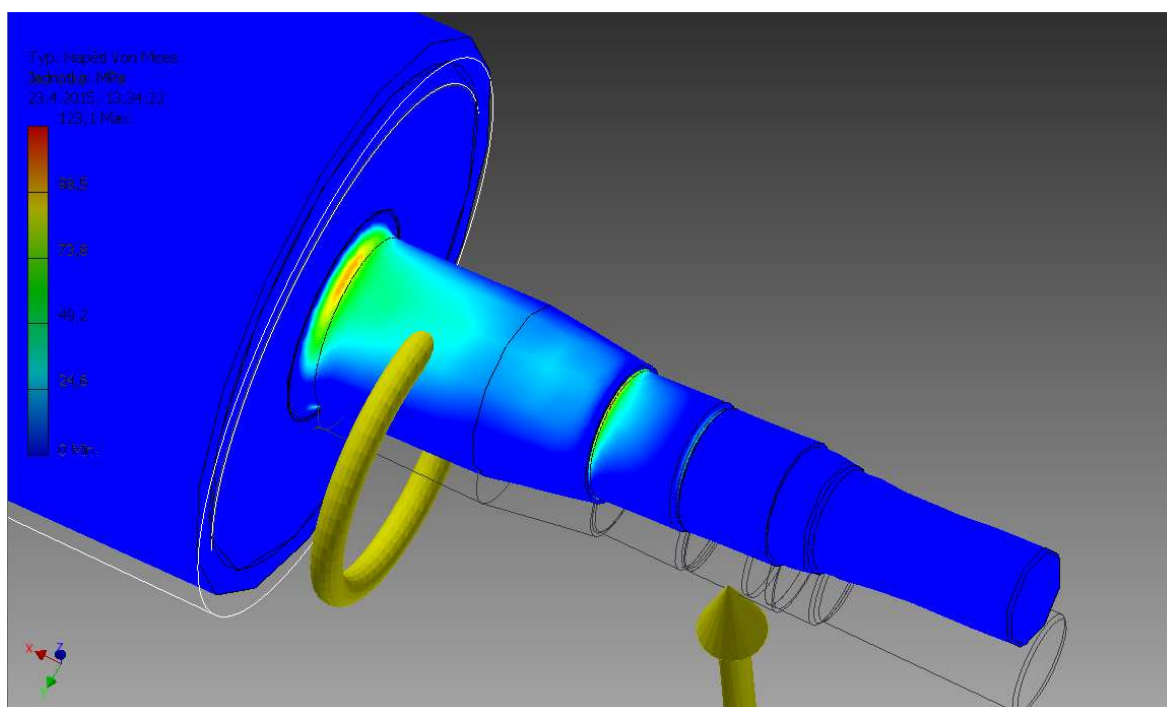
Podle této teorie se ohebné materiály začínají roztahovat, když se kritické napětí Von Mises začíná rovnat mezi napětí. V našem případě je mez kluzu použita jako mez napětí. V tabulce 7 jsou zaznamenány výsledky napětí Von Mises.

Tabulka 29- Výsledek napětí Von Mises

Název	Minimální	Maximální
Napětí Von Mises [MPa]	0,00141	<b>123,1</b>
Mez napětí kluzu v tahu Re [MPa]	<b>275</b>	

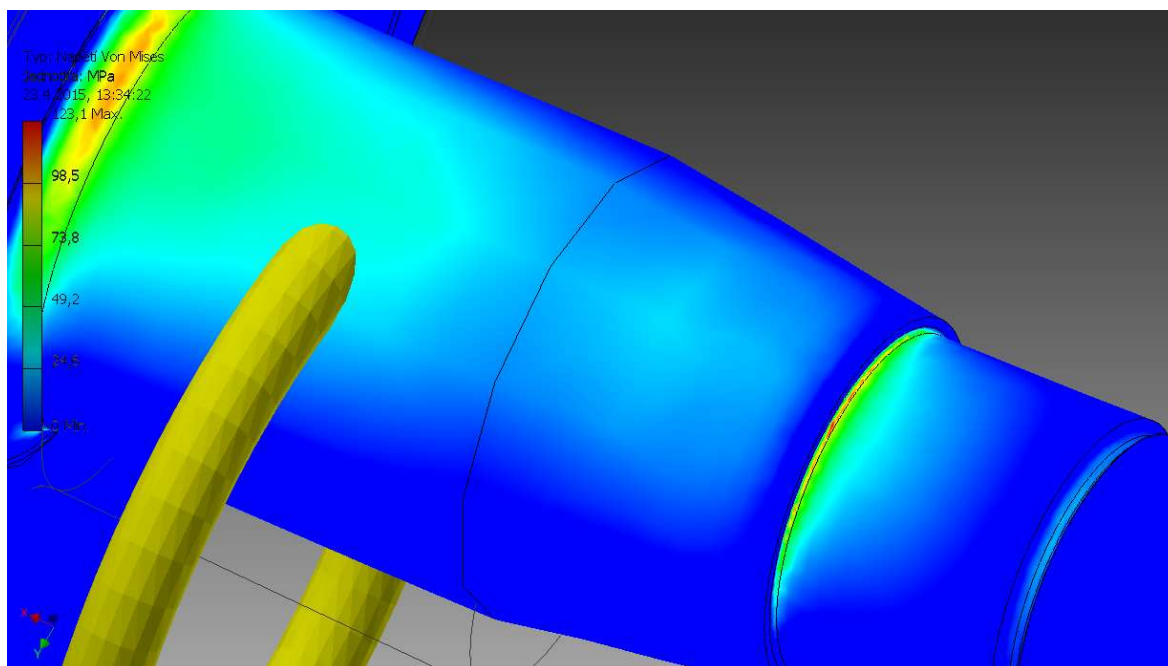
Na obrázku 19 můžeme opravdu vidět, že v kritických místech vzniká nejvyšší napětí. Nejvyšší napětí vzniká v místech, kde je čep zúžen a nebo v místě zaoblení. Na obrázku 19 můžeme porovnat velikost napětí v kritických místech se stupnicí, která se nachází v levém horním rohu.

Z obrázku můžeme vyčíst, že nejvíce namáhané místo je v kritickém bodě 2. Napětí v bodě 2 činí **123,1 [MPa]** a materiál čepu má mez kluzu v tahu **275 [MPa]**. Z těchto výsledků můžeme vyvodit, že navržený čep pevnostně vydrží statické zatížení. Detailnější zobrazení kritických míst je na obrázku 20.



Obr. 19- Kritická místa s největším napětím Von Mises.





Obr. 20- Detailní zobrazení míst, kde je napětí Von Mises nejvyšší.

### Součinitel bezpečnosti $k_{s \text{ Von Mises}}$ [-]

Je poměr mezi maximálním dovoleným napětím a ekvivalentním napětím. V našem případě:

$$k_{s \text{ Von Mises}} = \frac{Re}{\sigma_{max}} \quad (5.2)$$

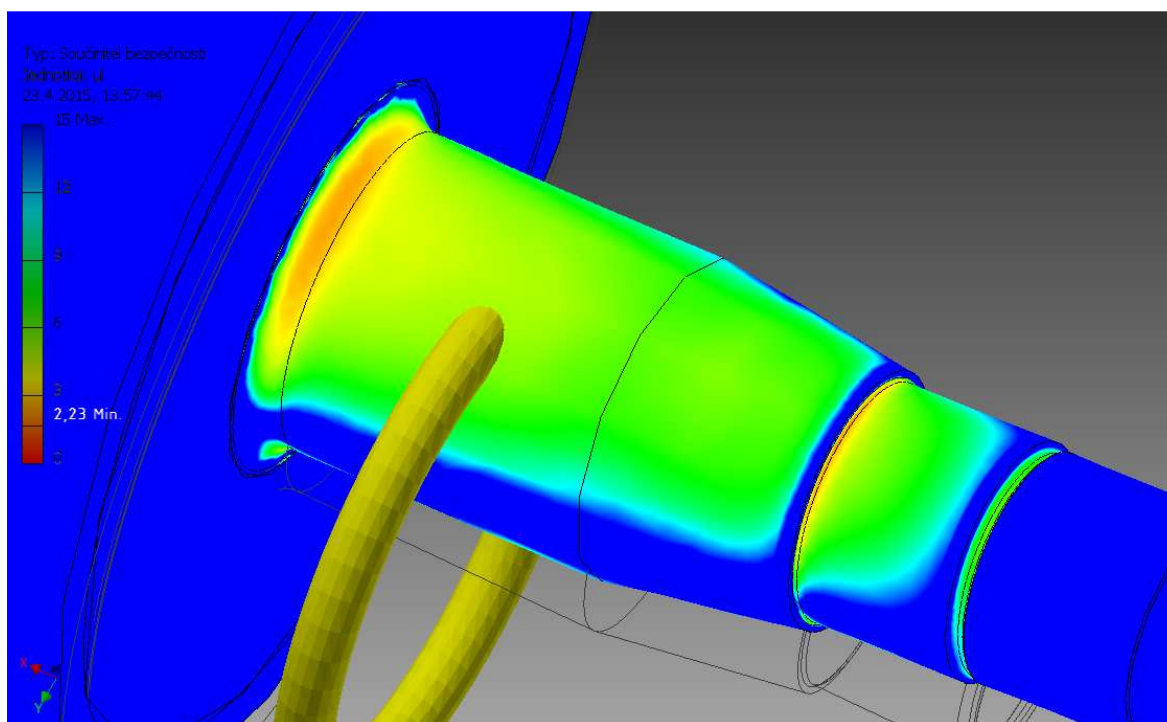
$$k_{s \text{ Von Mises}} = \frac{275}{123,1}$$

$$k_{s \text{ Von Mises}} = 2,23 \quad -$$

Tabulka 30- Výsledky bezpečnosti.

Název	Minimální	Maximální
Součinitel bezpečnosti $k_{s \text{ Von Mises}}$ [-]	2,23	15
Předepsaná minimální bezpečnost [-]	1,5	

V tabulce 30 jsou uvedeny výsledky bezpečnosti získané pomocí pevnostní analýzy. Z výsledku vyplývá, že minimální bezpečnost je vyšší než stanovená dovolená bezpečnost  $2,23 [-] > 1,5 [-]$ . Na obrázku 21 jsou barevně vyobrazeny místa s nejmenší bezpečností. Místa která jsou nejvíce do červena mají nejnižší bezpečnost.



Obr. 21- Znáznornění bezpečnosti v kritických místech.

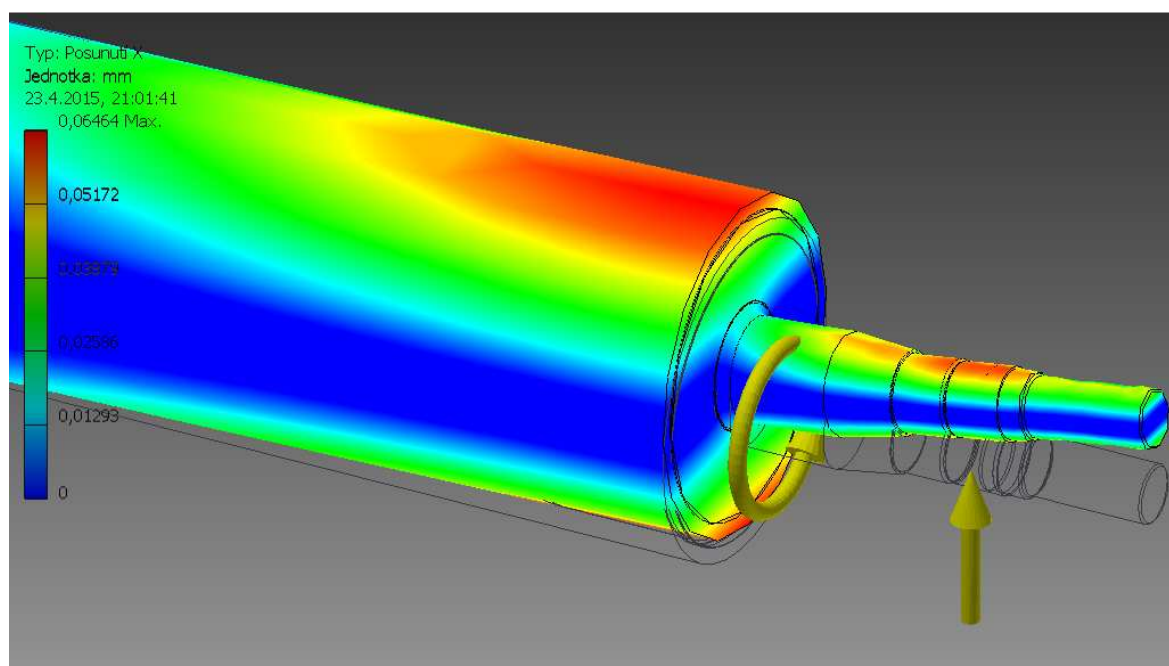
## Posunutí

Výsledky posunutí v jednotlivých osách jsou uvedeny v tabulce 31. Výsledky posunutí z pevnostní analýzy jsou zavádějící, jelikož program spočítal průhyb válce vzhledem ke konci čepu. V reálné situaci nás zajímá průhyb válce mezi ložisky.

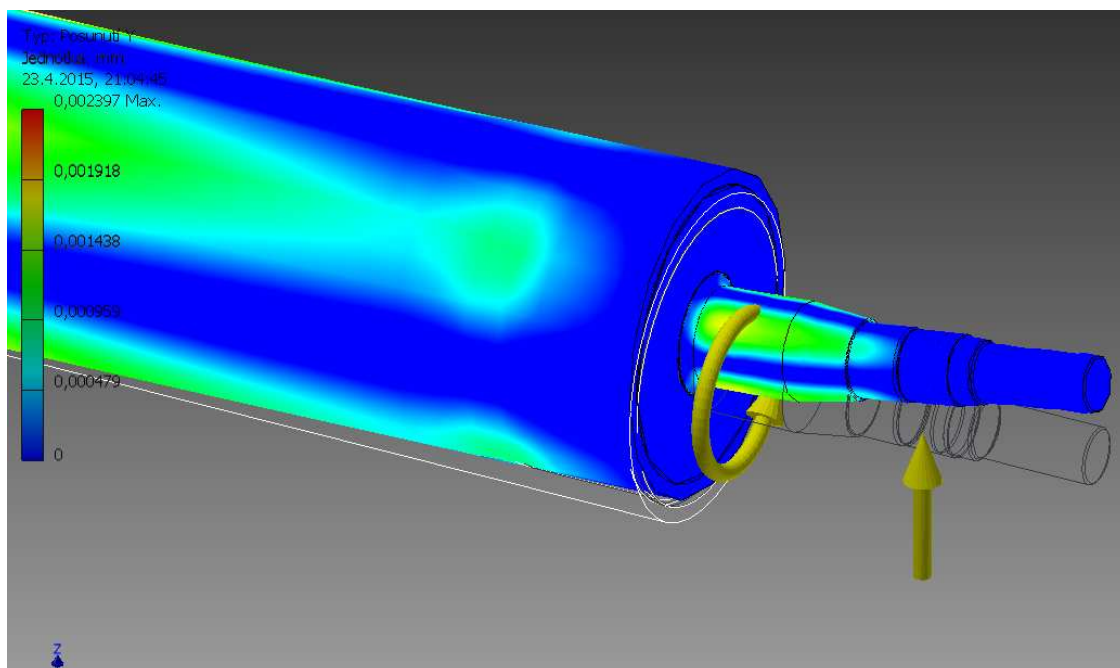
Průhyb válce pod ložiskem jsem zjistil odečtením z barevné stupnice pevnostní analýzy. Pro zjištění orientační hodnoty průhybu pod ložiskem jsem provedl aritmetický průměr dvou po sobě jdoucích hodnot, mezi kterými se barva nacházela. Hodnota průhybu pod ložiskem je pouze orientační a činí  $x_L \approx 0,4608 \text{ [mm]}$ . Na následujících obrázcích jsou vyobrazená posunutí válce v jednotlivých osách.

Tabulka 31- Výsledky posunutí v jednotlivých osách.

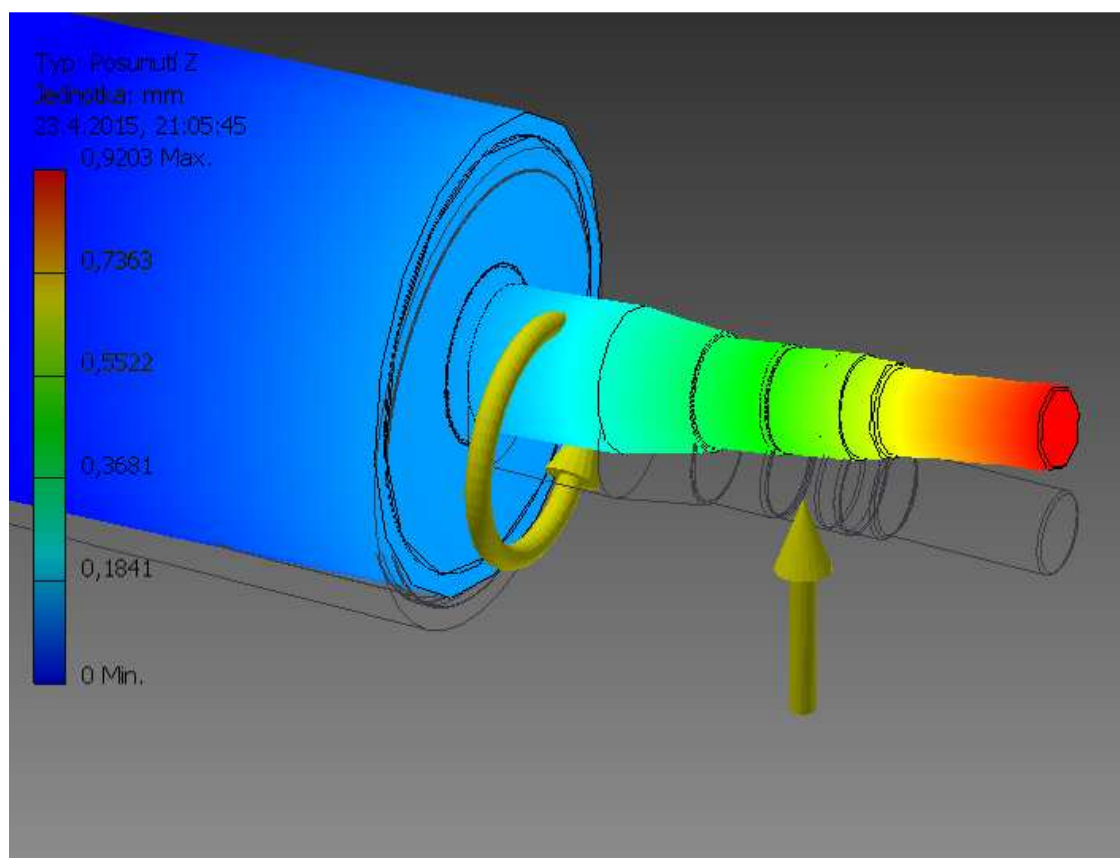
Název	Minimální	Maximální
<b>Posunutí v ose X</b> [mm]	- 0,0646 mm	0,0646 mm
<b>Posunutí v ose Y</b> [mm]	- 0,0024 mm	0,0024 mm
<b>Posunutí v ose Z</b> [mm]	- 0 mm	0,9203 mm



Obr. 22- Posunutí v ose X.



Obr. 23- Posunutí v ose Y.



Obr. 24- Posunutí v ose Z.

## Shrnutí

V rámci pevnostní analýzy jsem provedl statickou kontrolu v programu Autodesk Inventor Professional. Nejprve jsem nadefinoval okrajové podmínky a dále jsem zjistil, v jakých místech čepu působí největší napětí Von Mises. Výsledné napětí bylo zaevidováno do tabulky 29 a porovnáno s dovoleným napětím, které u mě představovala materiálová mez kluzu v tahu. Navržený válec splňuje zadanou podmínku  $\sigma_{\text{Von Mises}} < R_e$  (**123,1 [MPa] < 275 [MPa]**). Z nejvyššího napětí Von Mises byla vypočítaná bezpečnost k mezi kluzu v tahu ( $k_s \text{ Von Mises} = \mathbf{2,23 [-]}$ ). Navržený válec pevnostně vyhovuje.

V další části pevnostní analýzy jsem se zaměřil na průhyb válce mezi ložisky. Průhyby ve všech třech osách byly zaznamenány do tabulky 31, ale naměřené průhyby se vztahují ke konci čepu. Průhyb mezi ložisky jsem musel pouze odhadnout ze stupnice průhybu, která byla vyobrazena barevnými odstíny. Odhadnutá hodnota průhybu činí  $x_L \approx \mathbf{0,4608 [mm]}$ . Výsledná hodnota průhybu pod ložisky je nepřesná, jelikož pevnostní analýza v programu Inventor není vyvinuta na takovou úroveň jako výpočetní programy typu Ansis nebo Patran.

Dále jsem provedl srovnání výsledných hodnot pevnostní analýzy a analytického výpočtu. Po srovnání výsledků mohu konstatovat, že vypočtené redukované napětí a vypočtená bezpečnost se přibližuje hodnotám z pevnostní analýzy ( $\sigma_{\text{red}} = \mathbf{116,4 [MPa]}$ ,  $\sigma_{\text{Von Mises}} = \mathbf{123,1 [MPa]}$ ,  $k_s = \mathbf{2,36 [-]}$ ,  $k_s \text{ Von Mises} = \mathbf{2,23 [-]}$ ). Získaný průhyb z programu Inventor ( $x_L \approx \mathbf{0,4608 [mm]}$ ) převyšuje vypočtenou hodnotu ( $f_F = \mathbf{0,263 [mm]}$ ), ale i přesto je průhyb nižší než dovolený průhyb ( $x_L \approx \mathbf{0,4608 [mm]} < f_d = \mathbf{0,537 [mm]}$ ). Po provedení statické pevnostní analýzy mohu konstatovat, že navrhnutý válec pevnostně vyhovuje.

## 6 Závěr

Cílem diplomové práce byl návrh standardu vodících válců v síťové části, pro různé pracovní podmínky papírenského stroje. Součástí návrhu válců byl návrh uložení vodícího válce. V úvodu diplomové práce jsem se seznámil se zadanými úkoly a vytyčil základní cíle. Následně jsem vypracoval rešerši, ve které jsem se seznámil s různým provedením vodících válců, které jsou použity v papírenském stroji.

V první řadě jsem navrhnul různé varianty vodících válců a standardizoval jsem jejich rozměry. Při návrhu jednotlivých variant jsem postupoval podle výpočtové zprávy. Varianty válců byly navrženy pro tyto rychlosti stroje: 300 [m/min], 600 [m/min], 900 [m/min], 1200 [m/min] a 1500 [m/min]. Dalším parametrem z kterého jsem vycházel při návrhu válce byla šířka síta. Vodící válce byly navrhнутy pro tyto šířky síta: 2 [m], 2,5 [m], 3 [m], 3,5 [m], 4 [m], 4,5 [m], 5 [m], 5,5 [m], 6 [m]. Zásadním kritériem pro volbu pláště byla kritická rychlost a dovolený průhyb válce. Vypočtený průhyb nesměl překračovat dovolenou hodnotu a kritická rychlost na obvodu válce nesměla překračovat rychlost stroje. Podmínky pro volbu pláště byly splněny. Pro navržené průměry válců jsem přiřadil vhodný polotovár od standardního dodavatele. Průměry a tloušťka válců jsou uvedeny v příloze ve výsledné tabulce. Ve výsledné tabulce jsou uvedeny i polotovary trubek.

Dále jsem navrhnul čepy válců pro jednotlivé varianty. Navržené čepy jsem zkontroloval na únavu a vypočítal dynamickou bezpečnost v kritických místech. Výsledky pro jednotlivé čepy jsou uvedeny v tabulkách 12-20. Čepy jsou navrženy tak, aby splňovaly dovolenou bezpečnost  $k_d$  1,5 [-]. Vodící válec se skládá z pláště, čela a trubky, které se do sebe zalisují. Dále jsem provedl pevnostní kontrolu lisovaného spoje pro spojení čela s trubicí a spojení čepu s čelem. Pevnostní kontrola lisovaného spoje vyhovuje. Dále jsem navrhnul uložení vodících válců a ložisek. Navržená ložiska jsem zkontroloval na požadovanou minimální životnost  $L_{10min}=100\ 000$  [-]. Navržená ložiska vyhovují.

V další části jsem provedl MKP analýzu vodícího válce. Výsledné napětí Von Mises v nejkritičtějším místě se podobalo vypočtenému napětí ( $\sigma_{red}=116,4$  [MPa],  $\sigma_{Von\ Mises}=123,1$  [MPa]). Méně přesné bylo vypočítané posunutí pomocí MKP analýzy. Výsledek posunutí se zakládal pouze na odhadu a není směrodatný.

V poslední části diplomové práce jsem zpracoval potřebnou výkresovou dokumentaci dle zadavatele.

### **Poděkování**

V závěru diplomové práce bych rád poděkoval svému zadavateli Ing. Robertu Forstovi z firmy PAPCEL a.s. a vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Jiřímu Friesovi, Ph.D. za odborné rady a připomínky při tvorbě mé diplomové práce.



## 7 Seznam použité literatury

- [1] FRIES, Jiří. *Pásové dopravníky, bubny a jejich výpočet*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009, 189 s. ISBN 978-80-248-2080-4.
- [2] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007, 90 s. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [3] ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- [4] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [5] JERÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko CVUT v Praze, 1999. 119 s. ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- [6] MORAVEC, Vladimír a Daniel PIŠŤÁČEK. *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2006, 100 s. ISBN 80-248-0980-x.
- [7] SKF Group. *SKF Group* [online]. 2005 [cit. 2015-04-22]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/index.html?switch=y>
- [8] Papcel. *Papcel* [online]. 2007 [cit. 2015-04-22]. Dostupné z: <http://www.papcel.cz/>

## 8 Seznam výkresové dokumentace

Vodící válec	ZLA0012-DP-S02	Sestava
Uložení vodícího válce	ZLA0012-DP-S03	Sestava
Trubka s čely	ZLA0012-DP-S01	Podsestava
Kryt	ZLA0012-DP-S04	Podsestava
Čelo	ZLA0012-DP-03	Výrobní výkres
Čep	ZLA0012-DP-01	Výrobní výkres
Labyrintový kroužek	ZLA0012-DP-05	Výrobní výkres
Ložiskové těleso	ZLA0012-DP-04	Výrobní výkres
Trubka	ZLA0012-DP-02	Výrobní výkres
Víko	ZLA0012-DP-11	Výrobní výkres
Víko	ZLA0012-DP-06	Výrobní výkres
Víko	ZLA0012-DP-07	Výrobní výkres
Víko	ZLA0012-DP-08	Výrobní výkres
Kryt	ZLA0012-DP-09	Výrobní výkres
Kryt	ZLA0012-DP-10	Výrobní výkres

### Seznam příloh

Příloha č.1.....Výsledná tabulka

**Informace na této stránce jsou v režimu utajení a jsou dostupné oproti podpisu mlčenlivosti u vedoucího práce doc. Ing. Jiřího Friese, Ph.D.**

**Informace na této stránce jsou v režimu utajení a jsou dostupné oproti podpisu mlčenlivosti u vedoucího práce doc. Ing. Jiřího Friese, Ph.D.**